

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

Факультет інженерії машин, споруд та технологій

(повна назва факультету)

Кафедра конструювання верстатів, інструментів та машин

(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Дослідження кінематичних характеристик дворіцевих
регулюючих державок при обробці на токарних автоматах

Виконав(ла): студент(ка) VI курсу, групи МВнм-61
спеціальності _____

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва спеціальності)

| | | |
|-------------------|----------|------------------------|
| | _____ | <u>Білоус Н. В.</u> |
| | (підпис) | (прізвище та ініціали) |
| Керівник | _____ | <u>Луців І. В.</u> |
| | (підпис) | (прізвище та ініціали) |
| Нормоконтроль | _____ | <u>Ярема І. Т.</u> |
| | (підпис) | (прізвище та ініціали) |
| Завідувач кафедри | _____ | <u>Кобельник В. Р.</u> |
| | (підпис) | (прізвище та ініціали) |
| Рецензент | _____ | <u>Ляшук О. Л.</u> |
| | (підпис) | (прізвище та ініціали) |

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

Факультет інженерії машин, споруд та технологій

(повна назва факультету)

Кафедра конструювання верстатів, інструментів та машин

(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Кобельник В.Р.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

« 1 » квітня 2021 р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня магістр

(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва спеціальності)

студенту Білоусу Назарію Васильовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Дослідження кінематичних характеристик дворізцевих
Регулюючих державок при обробці на токарних автоматах

Керівник роботи Луців Ігор Володимирович, доктор технічних наук, професор

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

Затверджені наказом ректора від « 15 » січня 2021 року № 4/7-22

2. Термін подання студентом завершеної роботи 18 травня 2021 року

3. Вихідні дані до роботи Типовий технологічний процес обробки деталі, паспорт
верстата-автомата, ескіз регулюючої токарної державки

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити) 1) Аналітичний розділ. Аналіз
проблематики кваліфікаційної роботи. Задачі дослідження.

2) Аналіз типової технологічної операції токарної обробки на верстаті-автоматі.

3) Обґрунтування конструкції верстату. Вибір компоновки, структурної, кінематичної схеми.

4) Розрахунки і конструювання регулюючої державки. 5) Розробка методики досліджень
і математичної моделі кінематичних характеристик дворізцевих регулюючих державок.

6) Дослідження кінематичних характеристик обробки 7) Техніко-економічні обґрунтування.

8) Охорона праці і безпека життєдіяльності стосовно об'єкту дослідження. 9) Висновки

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

1) Тема, мета роботи, об'єкт і предмет дослідження; завдання роботи – 1а.

2) Витяг з технологічного процесу обробки типової деталі – 1а.

3) Аналіз можливих компоновок верстатів-автоматів. Вибір раціонального варіанту.

4) Розробка конструкції формуютьовуючих вузлів вузла. Вибір раціональної
Варіант кінематичної схеми верстату

5) Розробка кінематичних схем обробки регулюючими держа вками

6) Математична модель кінематичних характеристик при роботі дворізцевих
регулюючих державок 7) Креслення дворізцевих регулюючих держ авок.

8) Дослідження кінематичних характеристик роботи державок

6. Консультанти розділів роботи

| Розділ | Прізвище, ініціали та посада консультанта | Підпис, дата | |
|-------------------------|---|----------------|------------------|
| | | завдання видав | завдання прийняв |
| Охорона праці | Сеник А.А., к.т.н., ас. каф ВІ | | |
| Безпека життєдіяльності | Клепчик В.М., проректор з АГЧ | | |
| Нормоконтроль | Ярема І.Т., к.т.н., доц. каф. ВІ | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |

7. Дата видачі завдання 1 квітня 2021 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № з/п | Назва етапів роботи | Термін виконання етапів роботи | Примітка |
|-------|--|--------------------------------|----------|
| 1 | Огляд та аналіз проблематики кваліфікаційної роботи | Тиждень 1 | |
| 2 | Інформаційно-патентний пошук | Тиждень 2 | |
| 3 | Постановка мети і завдань дослідження | Тиждень 2 | |
| 4 | Опис та обґрунтування конструкцій свердлильних верстатів вертикальної компоновки | Тиждень 3 | |
| 5 | Типовий технологічний процес обробки | Тиждень 4 | |
| 6 | Розробка структурної та кінематичної схем верстату | Тиждень 5 | |
| 7 | Вибір раціональної компоновки верстату | Тиждень 5 | |
| 8 | Конструювання функціональних вузлів верстату | Тиждень 6 | |
| 9 | Розробка методики для проведення наукових досліджень | Тиждень 4 | |
| 10 | Розробка конструкції регулюючої державки | Тиждень 5 | |
| 11 | Представлення математичної моделі кінематики | Тиждень 6 | |
| 12 | Побудова графічних залежностей процесу | Тиждень 7 | |
| 13 | Дослідження кінематичних характеристик при роботі плаваючими державками і визначення їх особливостей | Тиждень 8 | |
| 14 | Застосування елементів автоматизованих досліджень | Тиждень 8 | |
| 15 | Аналіз графічних залежностей кінематичної поведінки різальних елементів регулюючої державки | Тиждень 9 | |
| 16 | Техніко-економічні обґрунтування прийнятих рішень | Тиждень 10 | |
| 17 | Заходи з охорони праці відповідно до завдання | Тиждень 10 | |
| 18 | Безпека життєдіяльності для розроблених об'єктів | Тиждень 10 | |
| 19 | Оформлення кваліфікаційної роботи | Тиждень 11 | |
| 20 | Захист кваліфікаційної роботи | Тиждень 12 | |

Студент

_____ (підпис)

Білоус Н. В.

_____ (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ (підпис)

Луців І. В.

_____ (прізвище та ініціали)

Зміст

| | |
|--|----|
| Реферат | 6 |
| Анотації | 7 |
| Вступ | 10 |
| 1. Аналітичний розділ | 13 |
| 1.1 Огляд та аналіз базової проблематики кваліфікаційної роботи | 13 |
| 1.2 Інформаційно-патентний пошук | 15 |
| 1.2.1 Основні відомості про напрямки модернізації верстатів-автоматів | 15 |
| 1.2.2. Аналіз конструкцій багатолезових пристроїв з ознаками регулювання .. | 17 |
| 2. Дослідно-проектний розділ | 31 |
| 2.1. Опис аналогів конструкцій токарних верстатів-автоматів | 31 |
| 2.2. Технологічні передумови щодо варіантів токарної обробки на пропонованому одношпindelному верстаті | 35 |
| 2.2.1. Опис типових деталей для обробки на пропонованому верстаті-автоматі | 35 |
| 2.2.2 Визначення граничних показників режимів різання | 36 |
| 2.3. Аналіз можливих формоутворювальних рухів на верстаті | 38 |
| 2.4. Обґрунтування варіантів компоувальної схеми | 43 |
| 2.5. Розробка кінематичної схеми | 48 |
| 2.6. Силовий розрахунок елементів коробки | 56 |
| 2.7. Силовий розрахунок зубчасто-пасової передачі | 62 |
| 3. Науково-дослідна частина | 65 |
| 3.1. Методика досліджень наукового характеру та порядок їх проведення | 65 |
| 3.2. Конструктивні схеми регулюючих державок і їх формалізація | 67 |
| 3.3. Схеми формування зрізу та умови роботи державок | 70 |
| 3.4. Математична модель кінематичних характеристик – зміни подач різців державок | 76 |

| | |
|---|-----|
| 3.5. Побудова графічних залежностей кінематичних характеристик | 80 |
| 3.6. Техніко-економічна ефективність прийнятих рішень | 86 |
| 3.7. Обговорення та аналіз отриманих результатів* (*оприлюднені результати досліджень подаються в додатках) | 89 |
| 4. Охорона праці і безпека життєдіяльності | 90 |
| 4.1. Загальні вимоги з охорони праці при роботі на автоматах, напівавтоматах та інших верстатах | 90 |
| 4.2. Безпека життєдіяльності | 95 |
| Загальні висновки | 99 |
| Бібліографія | 100 |
| Додатки | 103 |

РЕФЕРАТ

Тема роботи. Дослідження кінематичних характеристик дворіцевих регулюючих державок при обробці на токарних автоматах

Метою даного дослідження покращення характеристик точіння деталей на токарному-автоматі на основі кінематичного забезпечення стабільності процесу при використанні регулюючих державок.

Об'єкт дослідження – процес обробки на токарному верстаті-автоматі з використанням державок регульованого типу.

Предмет дослідження – закономірності зміни кінематичних характеристик точіння деталей на верстаті-автоматі дворіцевими регулюючими державками.

В процесі досягнення мети дослідження, задекларованої у кваліфікаційній роботі, досягнуті означені **результати**:

1. Проведений аналітичний опис відомих на даний час засобів підвищення продуктивності і точності токарної обробки на одношпindelних верстатах-автоматах, а також і методів дослідження характеристик такого процесу.
2. Описані основні конструктивні особливості токарних верстатів-автоматів.
3. Розроблені табличні показники граничних режимів різання при роботі на верстатах автоматах при точіння характерних деталей.
4. На основі аналізу типових схем формоутворення, запропоновані варіанти компоновних рішень пропонованого верстату-автомату, а також проведений відповідний кінематичний розрахунок та спроектовані елементи головного приводу головного руху токарного верстата-автомата.
5. Проведено розрахунок і здійснене конструювання коробки передач приводу головного руху.

Представлений принциповий підхід щодо використання дворіцевих державок регульованого типу для обробки на верстаті-автоматі. Запропоновані принципові схеми конструкцій таких державок.

6. Представлений принциповий підхід щодо використання дворізцевих державок регульованого типу для обробки на верстаті-автоматі. Запропоновані принципові схеми конструкцій таких державок.
7. Розроблено математичну модель кінематичної поведінки різцевих елементів регулюючих державок при токарній обробці з врахуванням різних регулятивних впливів.
8. Здійснено побудову графічних залежностей щодо кінематики досліджуваного процесу обробки для різних значень параметрів збуджень і наведений їх аналіз.
9. Показані техніко-економічні вигоди застосування регулюючих державок при обробці на верстатах-автоматах.
10. Запропоновані необхідні заходи з охорони праці щодо проведення токарних робіт на верстатах-автоматах та відповідні підходи до безпеки життєдіяльності в цих умовах.

АНОТАЦІЇ

Білоус Н.; "Дослідження кінематичних характеристик дворізцевих регулюючих державок при обробці на токарних автоматах ". 133 – Галузеве машинобудування; Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя; м. Тернопіль, 2021 р.

У кваліфікаційній роботі магістра проведені дослідження формування кінематичних характеристик при роботі дворізцевих регулюючих державок на токарних верстатах-автоматах. Метою роботи є покращення техніко-економічних характеристик токарної обробки деталей на одношпиндельному верстаті-автоматі за допомогою кінематичного впливу на деформаційні похибки деталей при використанні під час обробки регулюючих державок. В кваліфікаційній роботі магістра проведений аналіз існуючих літературних і патентних джерел та досліджень щодо характеристик верстатів-автоматів та використання у них спеціального багатого різцевого спорядження, яке істотною мірою впливає на результуючі показники процесу точіння.

У роботі проведений кінематичний розрахунок і здійснена кінематична проробка приводу головного руху верстата-автомата. Силовому розрахунку і конструюванню підлягали коробка швидкостей, верстата, її базові елементи, а також зубчасто-пасова передача. Була визначена базова мета наукового пошуку. У кваліфікаційній роботі запропоновані варіанти регулюючих державок для верстата-автомата та здійснений їх структурно-логічний формалізований опис. Описані способи і методи формування поверхонь деталей при використанні для обробки регулюючих державок. Запропонована математична модель визначення кінематичних характеристик руху елементів державок під час власне процесу обробки на верстаті-автоматі. Аналіз побудованих графічних залежностей дозволив показати вплив окремих збурюючих факторів процесу обробки на кінематичні характеристики роботи регулюючих державок. Запропоновані розрахунки щодо техніко-економічного обґрунтування пророблених питань. В кваліфікаційній роботі розроблені заходи, що стосуються охорони праці та безпеки життєдіяльності.

Ключові слова: регулюючі державки, дворіздцеве точіння, верстат-автомат, токарна обробка, кінематичні характеристики.

Bilous N.; "Study of kinematic characteristics of two-cutter adjusting mounts under turning conditions" 133 – Industrial machinery engineering; Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University; Ternopil, 2021.

The master qualification paper presents the research work dealing with the kinematic characteristics formation of two-cutter's regulating holder work at machining on automatic lathes. The goal of the research is to improve the turning technical and economic characteristics while a single-spindle machining by means of kinematic influence of adjusting holders on the work pieces deformation errors. The master's qualification paper analyses the existing literature and patent sources and research on the characteristics of automatic machines and the use of special multi-cutter equipment significantly affecting the resulting indicators of the turning process. Technological preconditions of calculations allowed offering the best surfaces shape forming schemes of standard parts which are to be processed on the automatic machine, and also on the basis of mathematical selection application to show the most rational layout decision of the machine tool. The paper presents the kinematic calculations and the kinematic elaboration of the main movement drive is also carried out. The machine tool gear box, its basic elements and also the gear-belt transmission were subject to force calculation and design.

The basic objective of scientific research was determined. In the qualification paper the variants of adjusting regulating holders for the automatic machine are offered and their structural-logical formalized description was carried out. The paper also describes methods and techniques for parts surfaces shape forming when adjusting holders are used in machining. A mathematical model was developed for determining the motion kinematic characteristics the holder elements during the actual process of machining on the automatic lathe. The analysis of the developed graphic dependences allowed showing the influence of the processing factors on work kinematic characteristics of adjusting regulating holders. Calculations on the feasibility study of the issues are proposed. The measures concerning labor protection and life safety are also developed in the qualification paper.

Key words: adjusting holders, double-edge turning, automatic machine, turning, kinematic characteristics.

Вступ

Незважаючи на певні труднощі у зв'язку із переорієнтацією економічної структури України на промислових підприємствах вдосконаленню парку металорізальних верстатів, і зокрема розвитку у його структурі частини, що стосується верстатів-автоматів приділяють першочергову увагу. Це пов'язане з тим що для покращення рівня розвитку машинобудування велике значення має як типаж металорізальних верстатів, рівень їх якості, так і темпи розвитку конкретного машинобудівного виробництва. Тому такою важливою є питома вага автоматного обладнання, а також застосування при цьому програмного керування, а отже, підвищення ефективності при експлуатації верстатів. Всі ці фактори підсилюють можливості промислового потенціалу.

Верстати-автомати займають як правило провідне місце серед таких машин-автоматів як, наприклад, транспортні машини, машини легкої промисловості. Це визначене тим, що верстати-автомати призначені для виготовлення всієї гами деталей всіх інших машин.

В плані розвитку верстатів-автоматів все більшого застосування набувають верстати-автомати, в яких використовуються системи ЧПК, тобто програмне керування. Такі верстати забезпечують стабільні показники надійності виробництва. Вони сприяють покращенню точності і гарантованому збільшенню продуктивності як операційної частини, так і всього технологічного процесу обробки.

Таким чином, верстати-автомати якомога ширше використовуються не тільки для забезпечення зростання продуктивності технологічного процесу, але й для забезпечення отримання його стабільних показників високої якості обробки.

В цьому плані цікавим і перспективним є застосування при обробці на верстатах-автоматах токарних державок регульованого типу, зокрема дворізцевих.

Такі регульовані державки здатні забезпечувати як підвищені показники продуктивності, так і гарантоване зниження деформаційних похибок деталей внаслідок вирівнювання навантажень, що діють на оброблювану деталь в процесі її токарної обробки на верстат-автоматі при дії відповідних складових сил різання.

Тому дослідження кінематичних характеристик елементів регульованих державок при роботі на токарних верстатах автоматах є важливою та актуальною прикладною проблемною задачею.

Представлена кваліфікаційна робота, яка виконана на кафедрі ВІ ТНТУ протягом 2020-2021 року, охоплює зазначене виконання поставленої задачі в рамках магістерського дослідження.

Наукова новизна отриманих у роботі результатів полягає в наступному:

1. За рахунок принципового підходу до конструювання пристроїв вирівнювання навантажень при точінні нежорстких деталей запропоновані конструктивні схеми дворіцевих регулюючих державок для токарних автоматів.

2. Запропонована і розвинута математична модель розрахунку кінематичних характеристик елементів дворіцевих державок регульованого типу при різних випадках кінематичного збудження.

Практичне значення отриманих у роботі результатів таке:

1. Запропоновані компоновні пропозиції, кінематична структура та елементи приводу головного руху стосовно пропонованого токарного верстату-автомата.

2. Представлені конструктивні рішення дворіцевих регулюючих державок для одношпindelного токарного верстату-автомата.

Показано методику розрахунку кінематичних характеристик регулюючих державок для верстату –автомату при виуоритсанія для дворіцевої обробки.

Апробація досліджень

Результати досліджень за тематикою роботи магістра представлені на IV міжнародній студентській науково-технічній конференції 28-29 квітня 2021 року і опубліковані за посиланням:

Білоус Н. Опис конструкцій дворіцевих державок за допомогою графів/

Матеріали IV міжнародної студентської науково-технічної конференції / Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (м. Тернопіль, 28-29 квітня 2021 року), 2021. - С.80.

Робота складається зі вступу, 4 розділів, загальних висновків, списку літератури (34 найменувань), 3 додатків.

Загальний обсяг текстової частини – 103 сторінок, 9 таблиць, 25 рисунків.

1. Аналітичний розділ

1.1. Огляд та аналіз базової проблематики кваліфікаційної роботи

Якщо розглядати базову проблематику пропонованої кваліфікаційної роботи то слід зупинитись на висвітлених в літературі проблемах обробки деталей значної довжини і малого діаметру, з якими безпосередньо маємо справу при токарній обробці на верстатах-автоматах.

При обробці нежорстких валів чи валиків, довжина яких є значною, часто доводиться вирішувати завдання забезпечення як деформаційної стабільності, так і динамічної стійкості технологічної системи. Це викликано тим, що при збудженні автоколивань різко погіршуються показники точності, зростає шорсткість обробленої поверхні, знижуються показники стійкості інструменту і навіть виникає небезпека його поломки.

Гранично допустимі та вібростійкі режими різання знаходять експериментально або в результаті досліджень кінематики і динаміки процесу точіння на основі математичного моделювання [1-3]. Для підвищення цих режимів у практиці машинобудівних підприємств зазвичай використовують нерухомі та рухомі люнети, демпфери та їх поєднання [4]. Однак як зазначається у роботі [5], «основним недоліком традиційних люнетів є неможливість обробки зовнішньої поверхні під люнетами, необхідність створювати додаткові технологічні та вимірвальні бази у вигляді базових шийок і контрольних поясок з високою точністю на низьких режимах, необхідність вивірення заготовок». Найкращі результати дає використання самоцентруючих гідравлічних люнетів [5]. Але застосування всіх видів люнетів і демпферів вимагає додаткових витрат виробничого часу, що знижує продуктивність праці. Що особливо важливо, їх неможливо використати при обробці деталей на верстатах-автоматах.

Ефективне гальмування автоколивань при точінні нежорстких валів без застосування люнетів і демпферів можливе на основі використання способу, запропонованого професором М. Е. Ельясбергом [6].

При цьому між інструментом та заготовкою створюють додатковий дотичний до поверхні різання контур пониженої жорсткості, який має частоту власних коливань, що дорівнює частоті автоколивань. У процесі різання коливань додаткового дотичного контуру забирають енергію нормальних до поверхні різання автоколивань, не даючи їм розвинути. Для реалізації цього способу були розроблені та успішно випробувані спеціальні пружні пристрої з регульованою в напрямку швидкості різання жорсткістю: повідковий центр та прохідні різці [7]. Загальним недоліком цих пристроїв є необхідність точного налаштування частоти їх власних коливань в резонанс з частотою автоколивань. Крім того, вони не усувають похибки деформацій деталі, внаслідок формоутворення оброблюваної деталі у вигляді бочкоподібності через різницю її жорсткості в центрі і по краях.

Перспективним методом є такий, що з метою кратного підвищення продуктивності однолезову обробку замінюють точінням двома різцями, закріпленими в самоцентруючому передньому та задньому супортах або багаторізцевих головках [4], які працюють за схемами поділу подачі (частіше) або глибини різання [8]. При їх використанні також збільшується і точність обробки внаслідок збалансованості радіальних складових сили різання на інструменті.

Часто у багаторізцеві головки [9] в безпосередній близькості до різця вбудовують демпфери. Але це значно ускладнює конструкцію головок і процес їх налагодження.

Інший шлях підвищення динамічної стійкості обробки валів багаторізцевими головками лежить у застосуванні нерівномірного кроку зубів. На практиці машинобудування широко відомі приклади успішного використання різнокрокових багатолезових інструментів: торцевих та кінцевих фрез, зенкерів, розверток, багаторізцевих обточних головок та інших [1]. Однак позитивний результат ці інструменти дають тільки при роботі не однієї певної швидкості різання. При роботі з іншими швидкостями автоколивання не тільки не гасяться, але і можуть посилюватися. Тому конструкції вібростійких багатолезових інструментів обов'язково повинні мати можливість обґрунтованого регулювання кроку зубів.

1.2. Інформаційно-патентний пошук

1.2.1 Основні відомості про напрямки модернізації верстатів-автоматів

В цьому параграфі зупинимось на аналізі відомої із літературних джерел інформації про верстати-автомати та напрямки їх модернізації.

Верстати-автомати характеризуються тим, що в них є автоматизованими всі рухи - як основні, так і допоміжні. Множина цих рухів потрібна для виконання закінченого циклу обробки заготовки. Такий цикл визначається технологічними передумовами. При цьому охоплюється як завантаження, так і власне оброблення, а також забезпечується налаштування верстату, автоматична подача матеріалу (наприклад, прутка) і навіть контроль готових деталей. Щодо напівавтоматів, то частина їх рухів не автоматизовані.

У токарних автоматах і напівавтоматах для обробки деталей, як правило різної конфігурації, застосовуються різноманітні інструменти щодо виду і призначення. Токарні автомати і напівавтомати за різними ознаками поділяють на: універсальні та спеціалізовані; пруткові і патронні; одношпindelні та багатошпindelні; горизонтальні і вертикальні [10].

У більшості випадків автоматичне керування верстатів-автоматів здійснюється з допомогою розподільчого валу з кулачками. Серед них є три групи верстатів: 1) автомати, з одним розподільчим валом, що обертається із постійною для даного налаштування частотою. При цьому розподільчий вал керує всіма рухами; 2) автомати із одним розподільчим валом, якому протягом циклу надають дві частоти обертання: малу – для робочих операцій та велику – для холостих ходів. Така схема зазвичай застосовується в багатошпindelних токарних автоматах та напівавтоматах; 3) автомати, які мають крім розподільчого валу ще й швидкохідний допоміжний вал, який здійснює холості рухи.

Далі розглядатимемо токарно-револьверні автомати. У них для виготовлення деталей використовують калібровані прутки: круглого, квадратного і шестигранного перерізу. Крім токарної обробки і свердління на токарно-револьверних автоматах також можна нарізати внутрішню та зовнішню різьбу, обточувати конічні поверхні, нарізати шліці.

Розглянемо які основні методи і способи застосовують для вдосконалення і модернізації верстатів-автоматів [10].

Часто проводять модернізацію приводів і шпиндельних вузлів токарних револьверних автоматів з метою підвищення потужності і швидкості. При цьому доводиться стикатись із деякими специфічними проблемами, що зумовлені особливостями конструкцій приводу верстатів-автоматів. Це, наприклад, певні обмеження, викликані умовами роботи задніх бабок і люнетів. Звичайні нерухомі центри, як правило, не витримують роботи при високих обертах і навантаженнях. Є певний досвід застосування центрів із напаяним твердим сплавом. Однак при швидкісному різанні в більшості випадків користуються обертовими центрами. Звичайні конструкції вставних обертових центрів не володіють достатньою жорсткістю і при високих швидкостях і навантаженнях нерідко є джерелом вібрації. Тому при модернізації токарних верстатів-автоматів часто застосовують спеціальні конструкції вбудованих в кулачку обертових центрів і шпинделів, а також роликові люнети.

Необхідно відзначити, що при підвищенні швидкості шпинделів токарних та револьверних верстатів підвищується також швидкохідність приводу подачі, внаслідок чого виникає питання про його модернізацію відповідно до нових умов роботи.

Поряд із загальним завданням підвищення жорсткості шпиндельного вузла, при модернізації токарних та револьверних верстатів необхідно звернути увагу на підвищення жорсткості супортів, револьверних головок і задніх бабок.

Підвищення жорсткості супортів досягається за рахунок відповідної обробки стикових поверхонь і спрощення конструкції супортів. Висока сумарна жорсткість задніх бабок разом з центрами досягається застосуванням згаданих вище вбудованих в кулачки обертових центрів і шпинделів.

Поряд з підвищенням жорсткості системи, на токарних верстатах для усунення вібрацій застосовують також спеціальні віброгасники. Усуненню вібрацій сприяє також сталість підтискання центру задньої бабки, що забезпечує застосування пружинного або пневматичного підтиску.

З метою скорочення часу на встановлення, вивірку, кріплення та зняття оброблюваної деталі при модернізації на токарних верстатах прагнуть механізувати процес підведення та відведення качалки задньої бабки, на револьверних верстатах механізують затиск прутка, встановлюючи для цієї мети пневматичні циліндри. З метою скорочення часу на встановлення, вивірку і кріплення інструменту при модернізації встановлюють різного роду швидкодіючі поворотні різцетримачі з двоєні супорти.

1.2.2. Аналіз конструкцій багатолезових пристроїв з ознаками регулювання

При роботі на верстатах-автоматах останнім часом використовують багаторізецьві і багатолезові пристрої, бо вони дозволяють компенсувати деформації заготовки в процесі обробки. Такі пристрої часто носять певні ознаки регулювання.

В якості прикладу розглянемо відомі розвертки гойдального типу.

Так, для верстатів-автоматів розроблена серія дволезових і трилезових качаючих розверток [11].

У цих розвертках різальними елементами є різці, які встановлені в корпусі. Ці різці налаштовуються на потрібний розмір за межами верстату. Для компенсації відхилення осі інструмента і заготовки у двох взаємно перпендикулярних площинах і ліквідації перехрещення осей заготовки та інструмента допускається гойдання (самовстановлення) корпусу розвертки відносно осі заготовки дією сил різання.

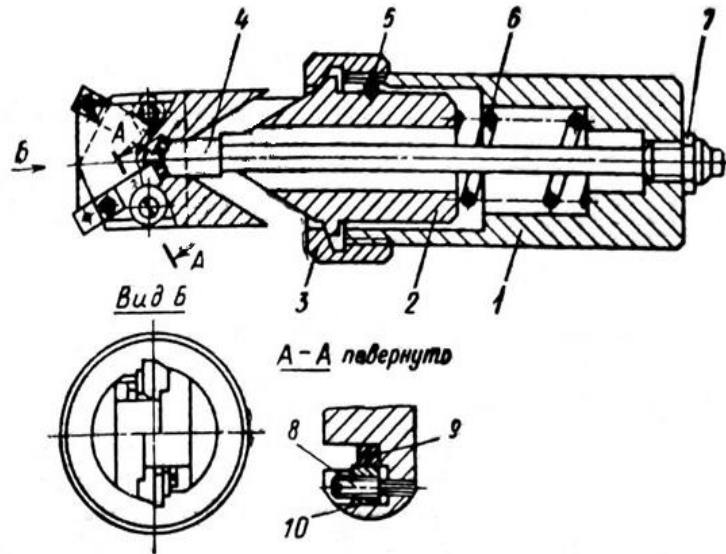


Рисунок 1.1 – Приклад гойдальної дволезової розвертки для верстата-автомата

У розвертці (рис. 1.1) у втулці 1, міститься корпус 2. Він встановлюється на 3-ох шарнірах 5, які розташовані під кутом 120° . За допомогою гайки 3, можна регулювати жорсткість пружини 6. Два різці 9 вставлені у пази корпусу 2. На різцях механічним чином кріпляться твердосплавні пластини. Різці фіксуються у корпусі двома прихватами 10, які можна переміщувати за допомогою гвинтів 8. Конічний клин 4 забезпечує регулювання розвертки. Клин фіксується контргайкою 7.

Робота розвертки полягає в наступному. Різці 9 входять у оброблюваний отвір. При цьому розвертка завдяки механізму регулювання центрується силами різання відносно осі оброблюваного отвору. Це відбувається завдяки зазорам між елементами розвертки.

Розглянемо математичну модель механізм самовстановлення розвертки гойдального типу в момент початкового контакту різального леза та оброблюваного отвору[11]. Схема дії сил в качаючій двохлезовій розвертці подана на рис. 1.2.

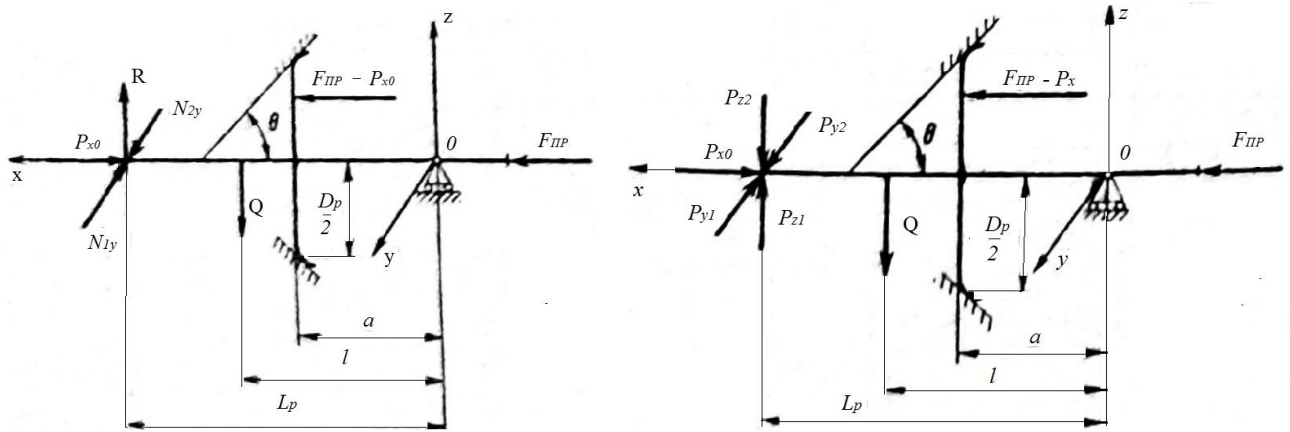


Рисунок 1.2 – Характер дії сил у розвертці гойдального типу

Точка О відліку координат збігається із центром гойдання розвертки.

На розвертку в площині ХОУ діє осьова сила P_{x0} . Сила пружини F_{np} напрямлена в протилежну сторону до напрямку дії сили P_{x0} . Зусилля N_{1y} та N_{2y} приведені до осі розвертки. Також відмітимо, що сила з боку сферичного бурта корпусу 2 розвертки на внутрішній конусний бурт гайки 3 дорівнює:

$$F_{np} - P_{x0} \quad (1.1)$$

У вертикальній площині ХОZ діють: сила реакції R з боку оброблюваної поверхні на різальні леза розвертки, сила тяжіння Q , сили P_{x0} і відповідно

$$F_{np} - P_{x0}.$$

Силу пружини вибирають такою, щоб звести до мінімуму вібрацію корпусу розвертки. Необхідною умовою для цього повинен бути гарантований, стійкий контакт сферичного бурта корпусу і внутрішнього конічного бурта гайки, що можливо при $F_{np} > P_{x0}$.

Умова рівноваги розвертки у горизонтальній та вертикальній площинах визначається за формулами:

$$N_{1y} = L_p - N_{2y}L_p = \frac{F_{ПР} - P_{x0}}{2 \sin \theta} D_p \quad (1.2)$$

$$RL_p - Ql = \frac{F_{\text{ПР}} - P_{x0}}{2 \sin \theta} D_p \quad (1.3)$$

В даному випадку L_p та D_p відповідно - довжина та діаметр розвертки, при цьому в розрахунках (і конструктивно) можна прийняти, що середній діаметр конічної поверхні, по якому проходить контактування конічного та сферичного буртів розвертки дорівнює діаметру розвертки.

Праві частина формул 1.2 та 1.3 являють собою опорний момент. Рівняння 1.2 можна переписати у вигляді формули 1.4:

$$\Delta N_y L_p = \frac{F_{\text{ПР}} - P_{x0}}{2 \sin \theta} D_p \quad (1.4)$$

Формули 1.2 та 1.3 характеризують момент, коли різальні леза розвертки повинні почати процес різання.

Проведемо силовий аналіз самовстановлювального процесу різання качаючої розвертки розвертки за умови, що сила пружини F_{np} більша за осьову силу різання P_x .

В площині XOY діє сила P_x , що дорівнює алгебраїчній сумі осьових сил різання P_{x1} та P_{x2} на кожній ріжучій кромці, некомпенсована частина радіальних сил різання $\Delta P_y = P_{y1} - P_{y2}$, сила пружини F_{np} та регулююча сила $F_{np} - P_x$ (на конічний бурт корпусу) вздовж осі X .

В площині XOZ окрім сил P_{x0} , F_{np} та $F_{np} - P_{x0}$ діє сила тяжіння Q і некомпенсована частина тангенціальної складової сили різання, що дорівнює $\Delta P_z = P_{z1} - P_{z2}$. Процес буде зупинений, якщо буде виконуватися умова формул 1.5 і 1.6:

$$M_{0x0y} = \Delta P_y L_p - \frac{F_{\text{ПР}} - P_{x0}}{2 \sin \theta} D_p \quad (1.5)$$

$$M_{0x0z} = \Delta P_z L_p \pm Ql - \frac{F_{\text{ПР}} - P_{x0}}{2 \sin \theta} D_p \quad (1.6)$$

Поворот осі розвертки у вертикальній площині до зміщення з віссю заготовки відбудеться при умові, що остання частина формули 1.6 менша інших частин цієї формули:

$$\Delta P_z L_p \pm Ql > \frac{F_{\text{ПР}} - P_{x0}}{2 \sin \theta} D_p \quad (1.7)$$

$$\Delta P_z > \frac{F_{\text{ПР}} - P_{x0}}{2 \sin \theta} \frac{D_p}{L_p} \pm Q \frac{1}{L_p} \quad (1.8)$$

Для спрощення налагодження верстату доцільно встановлювати розвертку так, щоб її вісь була вище крайнього верхнього положення осі заготовки. В цьому випадку у формулах значення Q потрібно брати із від'ємним знаком і для самовстановлення розвертки у вертикальній площині в момент врізання потрібна менша величина ΔP_z .

Для підтримки усталеного процесу різання необхідно створити таку силу пружини F_{np} , при якій випадкова зміна ΔP_z не спричиняли б порушення усталеного процесу.

Самовстановлювальний процес порушиться і у випадку, якщо в горизонтальній площині з'явиться незкомпенсована сила вказана у формулі:

$$\Delta P_{zy} > \frac{F_{\text{ПР}} - P_{x0}}{2 \sin \theta} \frac{D_p}{L_p} \quad (1.9)$$

Таким чином, загальною умовою процесу різання розвертки гойдального типу є необхідність забезпечення такої сили F_{np} , при якій опорний момент на поверхнях тертя конічного та сферичного буртів розвертки може протидіяти повороту розвертки від випадкового збільшення сили ΔP_z та ΔP_y .

Конструкція розвертки гойдального типу реагує на зміни сили F_{np} . Описана вище конструкція пройшла тривале виробниче випробування в умовах виробництва на токарному автоматі 1А290-6 [11]. На швидкості $v=42$ м/с та глибині різання $t=0,2$ мм було досліджено вплив подачі та точності обробки при допуску на розмір 0,1 мм.

Подача варіювалась в межах 0,244-0,341 мм/об. В якості оптимальної подачі із врахуванням стабільності технологічного процесу і стійкості інструменту вважали подачу 0,244 мм/об, надалі досліди проводилися при цій подачі.

За даними 758 вимірів при подачі 0,244 мм/об і швидкості різання 42 м/хв були визначенні максимальні, мінімальні та середні значення відхилення отворів, овальність. Точність обробки відповідає 2-му класу

Було також визначено вплив глибини різання та точність обробки отвору та розмірну стійкість інструменту при постійній подачі 0,244 об/хв та швидкості різання 42 м/хв.

В якості оптимальної глибини різання рекомендували величину 0,2-0,35 мм. Надалі збільшення глибини різання більше 0,35 мм призводить до різкого зниження стійкості розвертки.

Запропоновані із використанням методу найменших квадратів емпіричні залежності точності обробки отвору дволезовою розверткою гойдального типу від режимів різання [11]:

$$\delta_{\text{cp}} = \frac{45,3}{s^{0,037}} \quad (1.10)$$

$$\delta_{\text{cp}} = 45,9t^{0,07} \quad (1.11)$$

$$\delta_{\text{cp}} = 5,96v^{0,56} \quad (1.12)$$

Застосування такої качаючої розвертки при обробці отворів на багатошпиндельних токарних автоматах призводить до суттєвого зменшення різниці середньої величини допуску на отвір. У результаті проведених випробувань встановлено, що ця величина для обробки отворів Ø60 мм на автоматі 1A290-6 не перевищувала 0,007...0,01 мм, у той час як при обробці того ж отвору звичайним розточним різцем вона знаходилася в межах 0,05...0,07 мм. Незважаючи на те, що розвертка даної конструкції показала великі можливості підвищення точності обробки отвору при неспівпадінні осей заготовки та інструменту, розмірна стійкість її виявилася невисокою.

Для підвищення стійкості цієї розвертки в якості ріжучих лез були застосовані два різці із круглими твердосплавними пластинами T148K8.

Нова конструкція [11] (рис. 1.3) була вдосконаленням раніше дослідженої.

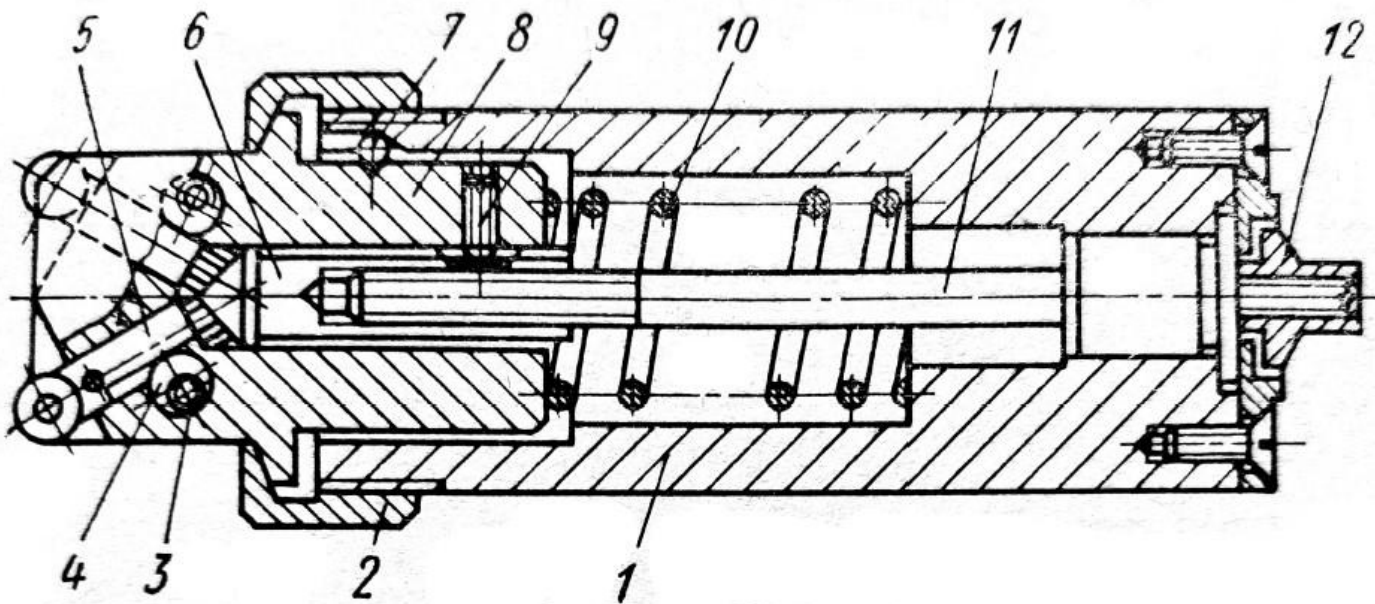


Рисунок 1.3 – Варіант дволезової гойдальної розвертки із твердосплавними круглими пластинами

У втулці 1 розвертки на трьох кульках 7, розташовані під кутом 120° , розміщений корпус 8, з'єднаний із гайкою 2, регулюючої жорсткість пружини 10. Два взаємозамінних циліндричних різця 5 із круглими твердосплавними пластинами Т15К6 закріплені в корпусі клинами 4 за допомогою гвинтів 3.

Регулювання розвертки на розмір здійснюється за допомогою конічного клину 6, який переміщується гвинтом 11. Для полегшення налаштування різців на потрібний розмір є лімб 12. Гвинт 9 запобігає повороту клину 6 у процесі різання, який має вузький сферичний пояс, що контактує із внутрішньою поверхнею корпусу 8. На іншій частині між зовнішньою поверхнею клину та внутрішньою поверхнею корпусу є зазор.

Наявність його, а також зазор між зовнішньою поверхнею корпусу та внутрішньою поверхнею втулки, забезпечує можливість повороту корпусу розвертки у двох взаємно перпендикулярних площинах.

Для досягнення процесу різання без вібрації необхідно забезпечити певний гарантований опорний момент корпусу 8, що досягається регулюванням сили пружини 10 за допомогою гайки 2. При вході різця 5 в оброблюваний отвір розвертка центрується відносно осі заготовки силами різання.

Для досягнення процесу різання без вібрації необхідно забезпечити певний гарантований опорний момент корпусу 8, що досягається регулюванням сили пружини 10 за допомогою гайки 2. При вході різця 5 в оброблюваний отвір розвертка центрується відносно осі заготовки силами різання.

Дослідження даної розвертки на токарному автоматі 1А290-6 показали, що точність обробки отвору $\varnothing 60$ мм становить 0,1 мм – це в три рази більше ніж розточуванні різцем. Застосування в якості різального інструменту розвертки двох чашкових твердосплавних пластин дозволяє підвищити розмірну стійкість цієї розвертки до 1200 деталей, що дозволяє регулювати розвертки на розмір 1 раз у дві-три робочі зміни.

На рис. 1.4 зображено конструкцію регульованої трилезової розвертки [11], яка запобігає вібрації в процесі роботи.

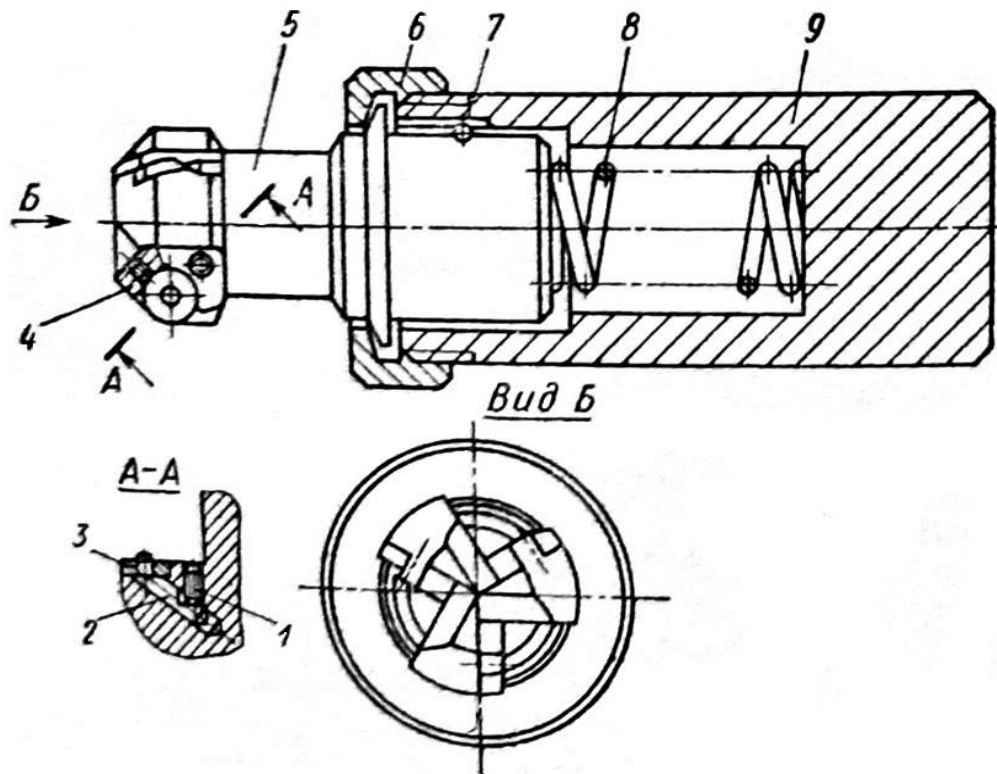


Рисунок 1.4 – Трилезова гойдальна розвертка

У втулці 9 розвертки розміщений корпус 5, який базується на трьох кульках 7, розташованих під кутом 120° .

Корпус з'єднується із втулкою гайки 6, якою можна регулювати жорсткість пружини 8.

У фрезерованих пазах корпусу за допомогою штифтів 2 і гвинта 4 закріплені три круглих пластини 3 із твердого сплаву Т15К6.

Точне налаштування розвертки на розмір здійснюється за допомогою штифта 2 та гвинтів 4 і 1.

Наявність зазору між зовнішньою поверхнею корпусу та внутрішньою поверхнею втулки забезпечує можливість повороту корпусу у двох взаємно перпендикулярних площинах.

Аналіз роботи цієї розвертки показує, що для забезпечення процесу різання без вібрації необхідно створити певний гарантований опорний момент корпусу 5 відносно гайки 6. Практично це досягається регулюванням сили пружини 8 за допомогою гайки 6. Застосування такої розвертки дозволяє забезпечити точність обробки по 3-3а класу.

При обробці глибоких отворів необхідно враховувати, що відбутися відхилення осі отвору після процесу розвертання.

Для роботи на верстатах-автоматах може також застосовуватись токарна головка із чотирма різцями (рис. 1.5) [9], які сприяють зменшенню автоколивань.

Багаторізцева головка складається із фланця 1 з встановленими на ньому чотирма держакми 2, переміщення яких по колу забезпечується за допомогою кільцевого паза на фланці.

На державках встановлені різальні вставки 3, оснащені чотиригранними пластинами із твердого сплаву Т5К10 ($\varphi=45^\circ$, $\alpha=6^\circ$, $\gamma=+6^\circ$).

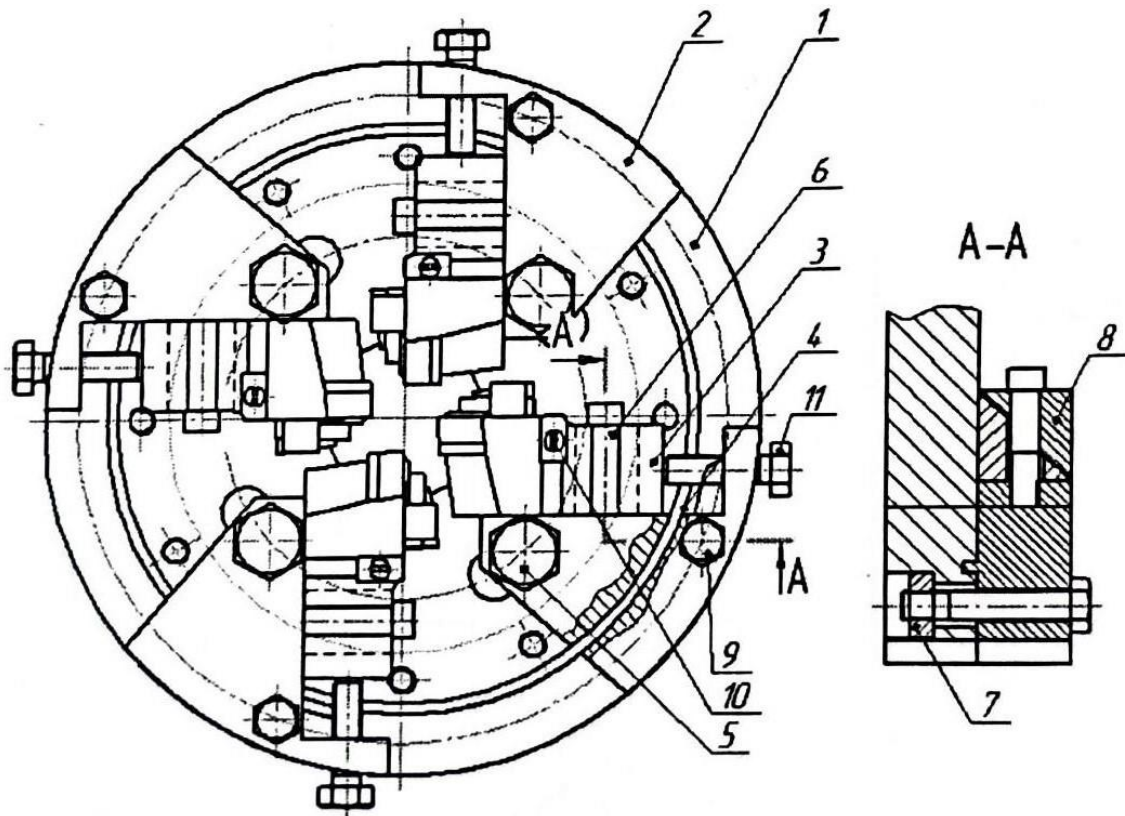


Рисунок 1.5 – Багаторізцева токарна головка

Державки 2 закріплені у фланці 1 за допомогою болтів 5 та 9. Налаштування різальних вставок на необхідний діаметральний розмір проводили за допомогою еталонної деталі, закріпленої в патроні та набору плоских шупів. Радіальне положення вставок регулювали болтами 11, а осьове – гвинтами 10. Кріплення різальних вставок здійснювали скошеними планками 8.

Зміну динамічного стану ТЗ можна пояснити з позиції теорії регенеративних автоколивань [12]. При рівномірному розташуванні зубів між сусідніми різцями лежить велике число хвиль автоколивань, умови для їх практично вільної регенерації.

Самоорганізація автоколивань в цьому випадку відбувається таким чином, що поточні коливання випереджають коливання вібраційного сліду на поверхні різання на 0,25 довжини їх хвилі, що забезпечує надходження енергії для підтримки коливань.

В цьому випадку відбувається підлаштування поточних коливань технологічної системи під коливання сліду. Після повороту заготовки на чверть обороту на всіх зубах інструменту одночасно відбувається короткий (протягом одного-двох коливань) перехідний процес.

Зміна колового кроку зубів збиває синхронність перехідних процесів, тобто зуби заважають один одному підлаштовуватися під коливання сліду в перехідному процесі, що призводить до зниження амплітуди автоколивань (рис. 1.6).

Максимальне гасіння автоколивань, згідно теорії регенеративних автоколивань, має відбуватися при різниці окружних кроків, що дорівнює половині довжини хвилі автоколивань на поверхні різання.

Коливання заготовки при цьому повинні відбуватися у протифазі, що фізично неможливо, бо зуби інструменту закріплені на одному корпусі.

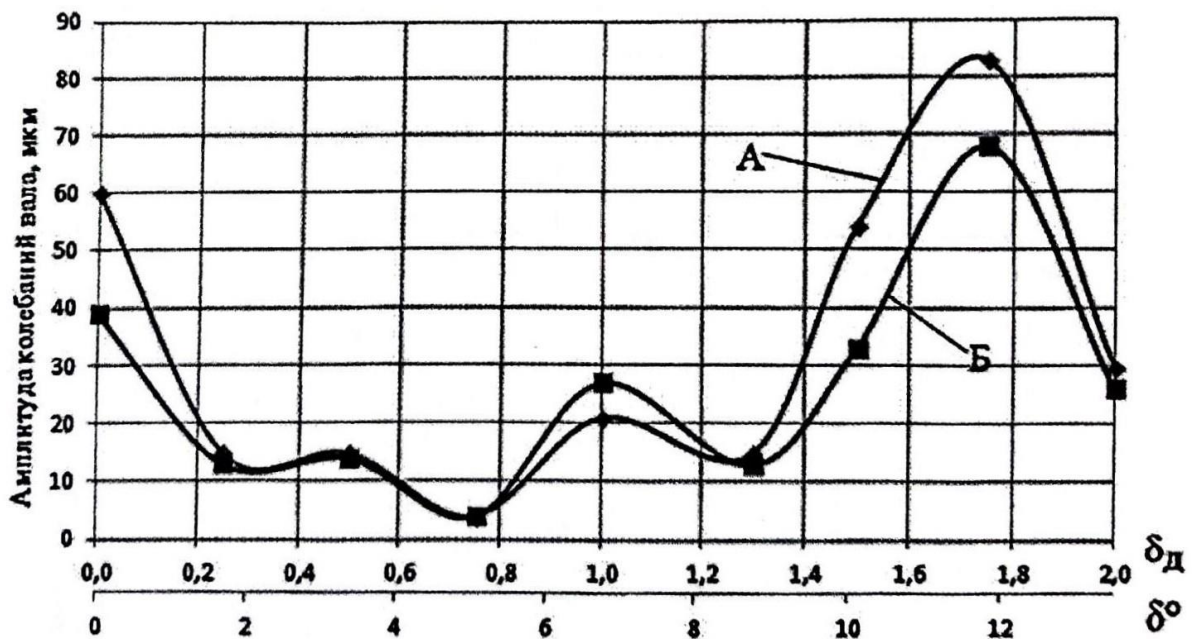


Рисунок 1.6 – Вплив різниці кроків сусідніх зубів інструменту в долях довжини хвилі автоколивань δ_d і градусах δ° на амплітуду автоколивань заготовки: А – вертикальні коливання; Б – горизонтальні коливання

Також слід враховувати, що суміжні зуби на інструменті розташовані не паралельно, а взаємно перпендикулярно і траєкторія коливань заготовки близька до кола. Внаслідок цього найбільшому стисненню регенерації автоколивань відповідає різниця кроків сусідніх зубів в 0,75 довжини хвилі, що і підтвердив дослід [9], в якому яскраво виражених автоколивань не спостерігається. Зміна частоти автоколивань в цьому досліді порівняно з попередніми дослідями, тобто з другої на першу, також пов'язане з самоорганізацією ТС в найбільш вигідний стан, при якому на підтримку коливань витрачається мінімум енергії.

При подальшому збільшенні різниці кроку зубів регенерація автоколивань посилюється, що виражається в зростанні їх амплітуди. Можливо, що подальше збільшення різниці кроку зубів буде супроводжуватися циклічною зміною амплітуди і частоти автоколивань. Однак при практичному застосуванні інструменту із непостійним кроком зубів для гальмування автоколивань слід використовувати мінімальну різнокроковість зубів для того, щоб забезпечити приблизно однаковий рівень їх навантаження та однакову стійкість.

Застосування багаторізцевих головок з регулюванням колового кроку зубів дозволяє забезпечити динамічну стійкість процесу точіння нежорстких валів. Для використання у промисловості можна рекомендувати діапазон різниці колового кроку зубів 0,25...1,3 довжини хвилі автоколивань на поверхні різання. Найкращі результати досягаються при різниці кроку 0,75 довжини хвилі.

Таким чином, наведений аналіз відомих конструкцій, математичних моделей процесів різання і методів впливу на збільшення продуктивності і точності обробки деталей на верстатах- автоматах доводить бажаність застосування токарних державок багаторізцевого (зокрема, дворізцевого типу), в яких можна здійснювати регулювання процесу обробки.

Висновки розділу 1. Постановка мети та задач дослідження

В рамках розгляду даного розділу 1 можна зробити такі висновки:

- 1) Показники процесу токарної обробки на верстатах-автоматах в значній мірі визначаються характером верстатно-інструментального оснащення і істотною мірою впливають на результуючі показники роботи верстатів;
- 2) Досягнення ефектів гарантованого кратного підвищення продуктивності обробки і якості точіння деталей на верстатах-автоматах можна отримати шляхом використання у якості інструментального забезпечення токарних дворізцевих державок із можливістю регулювання в процесі обробки, в яких можна здійснювати корегування процесу обробки;
- 3) Математичне моделювання процесу обробки з використанням згаданих державок дозволить визначити їх істотні характеристики, що суттєво впливають на якість роботи регульованих державок.

В результаті аналітичного розділу, здійснюємо означення мети даного дослідження кваліфікаційної роботи, і формулюємо основні задачі дослідження.

Метою даного дослідження є покращення характеристик точіння деталей на токарному-автоматі на основі кінематичного забезпечення стабільності процесу при використанні регулюючих державок.

Об'єкт дослідження – процес обробки на токарному верстаті-автоматі з використанням державок регульованого типу.

Предмет дослідження – закономірності зміни кінематичних характеристик точіння деталей на верстаті-автоматі дворізцевими регулюючими державками.

Для досягнення поставленої мети в кваліфікаційній дипломній роботі сформульовані для реалізації виконання такі **задачі**:

- 1) Аналітичне дослідження відомих засобів підвищення продуктивності і покращення точності і якості токарної обробки на одношпindelних верстатах-автоматах. Представлення методів аналізу характеристик процесу регульованої обробки.

- 2) Аналіз конструкцій і проектних особливостей токарних одношпindelних верстатів-автоматів.
- 3) Визначення граничних показників щодо елементів режимів різання при токарній обробці типових деталей на верстатах-автоматах.
- 4) Аналіз можливих схем формоутворення, генерація варіантів компоновальних схем і результуючого математичного виразу компоновки пропонованого верстату-автомату.
- 5) Проведення кінематичного розрахунку і проектування приводу головного руху верстата-автомата.
- 6) Розрахунок і конструювання коробки передач приводу головного руху.
- 7) Впровадження підходу щодо застосування дворіцевих державок з регулюванням під час обробки для роботи на токарному верстаті-автоматі. Розроблення принципів конструкційних схем регулюючих державок.
- 8) Розвиток математичної моделі розрахунку кінематичних характеристик руху різців регулюючих державок при здійсненні пристосувального точіння на основі кінематичних регулятивних впливів.
- 9) Представлення графічної інтерпретації кінематичних характеристик процесу токарної обробки регулюючими токарними державками при різних значеннях параметрів збуджень і її аналіз.
- 10) Визначення техніко-економічних показників застосування дворіцевих державок для точіння на верстатах-автоматах.
- 11) Представлення засобів щодо охорони праця та безпеки життєдіяльності.

2. Дослідно-проектний розділ

2.1. Опис аналогів конструкцій токарних верстатів-автоматів

Проведемо описовий аналіз конструкторських і технологічних особливостей верстатів, які можуть бути вибрані за аналоги для об'єкту проектування.

Токарні верстати-автомати широко використовують у серійному, а також у крупносерійному типах виробництва для виготовлення деталей переважно складнішої конфігурації або ж поштучних заготовок.

Серед одношпindelних верстатів такого типу виділимо окремо токарно-револьверні верстати-автомати моделей 1В116, 1В116П. Такі автомати призначені перш за все для обробки деталей із матеріалу у вигляді каліброваного прутка. Причому пруток може бути як круглого, так і шестигранного чи квадратного перерізу. Діаметральні розміри прутка - до 16 мм.

Опишемо конструкційні особливості таких автоматів [10,13,14,15]. Як правило, токарно-револьверний верстат споряджений поворотною револьверною головкою, яка має декілька позицій. Вказана головка несе інструменти для обробки як зовнішніх, так і внутрішніх поверхонь.

Комплекс операційних переходів може включати: токарну обробку, точіння канавок і розточування, а також оброблення внутрішніх поверхонь осьовими інструментами - свердління, зенкерування, розвертування. Також на верстаті-автоматі передбачене нарізання різей мітчиками та плашками. При додатковому спорядженні токарно-револьверного верстату спеціальними пристроями можна також виконувати окремі фрезерні операції, такі як пропилювання і фрезерування пазів, фрезерування багатогранників і різьбових поверхонь, а також - свердління глибоких отворів.

Багатопозиційна головка дозволяє обробку деталей за допомогою 8 інструментів з револьверного супорта.

Назва верстату «токарно-револьверний» автомат походить від назви револьверної головки і власне - розміщення різальних інструментів у барабані револьверного типу, який і представляє собою базову частину одноіменної головки.

Токарно-револьверний автомат спроектований таким чином, що він працює в автоматичному режимі. Наявність спеціальної форми кулачків, а також кінцевих упорів передбачають зупинку верстату в потрібний момент, керування напрямком і параметрами обробки, цілеспрямовану зміну інструментів та інші потрібні дії.

Як вже вказувалось характерною конструктивною особливістю вказаних раніше токарно-револьверних верстатів 1В116 та 1В116П є наявність револьверного супорта. Саме цей супорт що багатопозиційну револьверну головку, і власне у певних позиціях револьверної головки закріплені різальні інструменти.

Окрім револьверного супорта конструкції таких верстатів передбачають наявність інших - поперечних та вертикальних супортів. На цих додаткових супортах кріплять інструменти, що призначені для обробки зовнішніх поверхонь. Такі конструктивні особливості обраних за аналоги токарних автоматів дозволяють у досить широкому об'ємі здійснювати оброблення деталей різноманітними різальними інструментами. При цьому передбачається, що ці інструменти завдяки конструкції верстату вводяться в дію послідовно. Додатково слід відмітити, що використання спеціального технологічного спорядження сприяє підвищенню продуктивності обробки. Це відбувається за рахунок того, що задіюється одночасна паралельна обробка різних оброблюваних поверхонь за допомогою декількох різальних інструментів.

В плані детального аналізу основних техніко-економічних показників верстатів-аналогів наведемо приклад токарно-револьверного верстату моделі 1В116 [14], показники щодо якого зведемо у окрему таблицю (табл. 2.1).

Технічні характеристики верстата моделі 1В116

| | |
|---|----------------|
| Найбільший діаметр оброблюваного прутка | 16 мм |
| Найменший діаметр оброблюваного прутка | 10 мм |
| Межі частот обертання шпинделя | 710-1430 об/хв |
| Діаметр револьверної головки | 125 мм |
| Найбільший хід револьверного супорта | 60 мм |
| Найбільша довжина подачі прутка за одне включення | 70 мм |
| Найбільша довжина оброблюваного прутка | 3000 мм |
| Електродвигун головного руху | 6,2 кВт |
| Маса токарного автомата з окремо розташованим підтримуючим пристосуванням і комплектом змінних шестерень не більше | 1510 кг |
| Габаритні розміри автомата з окремо розташованим підтримуючим пристосуванням не більше: | |
| 1) довжина | 3830 мм |
| 2) ширина | 935 мм |
| 3) висота | 1540 мм |

У розділі 1 при огляді літературних джерел був проведений аналіз можливих напрямків модернізації верстатів-автоматів.

Зважаючи на вказані можливі напрямки модернізації верстатів-автоматів та у відповідності до поставленої у кваліфікаційній роботі прогнозованої мети зупинимось у нашому дослідженні на таких наступних позиціях щодо модернізації базової моделі 1В116 токарно-револьверного автомата, прийнятого за аналог:

1) Бажаним було б замінити наявний у верстаті-аналозі трифазний асинхронний двигун змінного струму на інший двигун, а саме -двигун постійного струму. Така заміна дозволила б істотно зменшити лінійні розміри коробки швидкостей.

В іншому варіанті можна було б відмовитись взагалі від коробки швидкостей і таким чином прийти до зменшення втрату потужності як у підшипниках, так і в зубчастих зачепленнях. Ще одним додатковим позитивом такої заміни може бути досягнення можливості безступінчастого регулювання частоти обертання шпинделя уже у всьому необхідному діапазоні;

2) Доцільно позбутися плоско-пасової передачі і замінити таку передачу на зубчасто-пасову. Така заміна дозволить з меншими втратами потужності трансмітувати обертовий момент від двигуна до шпинделя. При цьому також підвищується кінематична точність передачі і виявляється можливість взагалі ліквідувати проковзування паса на шківах;

3) Використання дворізцевих токарних державок диктує також необхідність модернізації шпиндельного вузла з метою забезпечення обробки деталей на більш високих швидкостях, що в свою чергу сприятиме значному зростанню продуктивності власне процесу різання;

Необхідною для обговорення також є заміна існуючого цангового патрону на пропонований патрон – із спеціальним механізмом затиску за рахунок використання відцентрових сил.

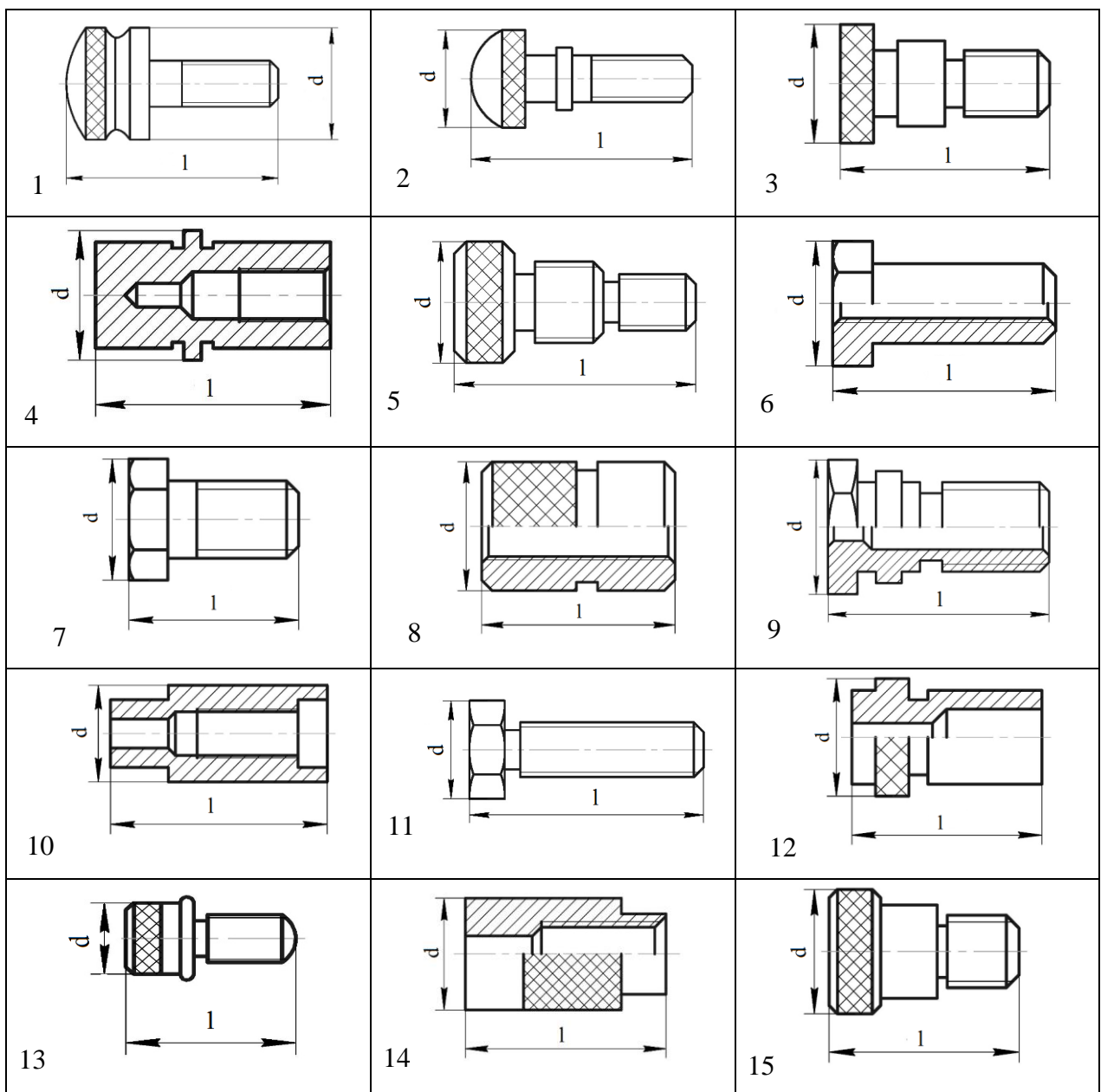
2.2. Технологічні передумови щодо варіантів токарної обробки на пропонуваному одношпindelьному верстаті

2.2.1. Опис типових деталей для обробки на пропонуваному верстаті-автоматі

Розглянемо множину із типових деталей, які можна обробляти на одношпindelьному верстаті-автоматі (таблиця 2.2). При цьому візьмемо за основу деталі, у яких найбільше використовується токарна обробка, причому $l/d > 5$, тобто деталі є нежорсткими.

Таблиця 2.2

Варіанти деталей, що можливо обробляти на одношпindelьному верстаті-автоматі



2.2.2 Визначення граничних показників режимів різання

Для детального проектування кінематики і силових вузлів верстата-автомата відповідно до характеристик верстата-аналога на основі даних про відповідні матеріали [16] з метою визначення граничних значень режимів різання на верстаті скористаємось табличними методами розрахунку режимів [17,18,19]. Результати таких розрахунків зведемо у окрему таблицю (табл. 2.3).

Таблиця 2.3

Рекомендовані режими різання для проектного верстата-автомата

| Матеріал | Точіння | | | Відрізання | | |
|-------------------------------------|---|--------------------------------|-----------------------------|---|--------------------------------|------------------------|
| | Швид- кість різання V_c , мм/хв | Глибина різання t , мм | Подача S , мм/об | Швид- кість різання V_c , мм/хв | Глибина різання t , мм | Подача S , мм/об |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| Легко- оброблю- вана сталь | 120-200 | 0,05-1,0 1,0-4,0 | 0,002- 0,15 0,05-0,25 | 80-150 | 0,50-1,50 1,50-3,50 | 0,02-0,08 0,03-0,15 |
| Сталь < 600 Н/мм ² | 80-160 | 0,05-1,0 1,0-4,0 | 0,002- 0,15 0,05-0,25 | 70-120 | 0,50-1,50 1,50-3,50 | 0,02-0,06 0,03-0,12 |
| Сталь < 800 Н/мм ² | 60-120 | 0,05-1,0 1,0-4,0 | 0,02-0,10 0,05-0,20 | 60-100 | 0,50-1,50 1,50-3,50 | 0,02-0,05 0,03-0,10 |
| Сталь > 800 Н/мм ² | 50-100 | 0,05-1,0 1,0-3,0 | 0,02-0,08 0,05-0,15 | 40-80 | 0,50-1,50 1,50-3,50 | 0,02-0,04 0,03-0,08 |

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|--|--|---------------------|------------------------|---------------------------------|------------------------|------------------------|
| Нержаві- юча сталь | 60-120 | 0,05-1,0 1,0-3,0 | 0,02-0,08 0,05-0,15 | 60-100 | 0,50-1,50 1,50-3,50 | 0,02-0,04 0,03-0,08 |
| Алюміні- єві сплави з вмістом SI < 12% | 200- 1000 | 0,05-1,0 1,0-4,0 | 0,02-0,20 0,05-0,40 | 180-400 | 0,50-1,50 1,50-3,50 | 0,02-0,10 0,03-0,20 |
| Алюміні- єві сплави з вмістом SI > 12% | 180-800 | 0,05-1,0 1,0-4,0 | 0,02-0,20 0,05-0,40 | 150-300 | 0,50-1,50 1,50-3,50 | 0,02-0,10 0,03-0,20 |
| Титан | 30-70 | 0,05-1,0 1,0-4,0 | 0,02-0,08 0,05-0,15 | 30-30 | 0,50-1,50 1,50-3,50 | 0,02-0,03 0,03-0,06 |
| Мідь, латунь, бронза | 100-500 | 0,05-1,0 1,0-4,0 | 0,02-0,20 0,05-0,35 | 100-300 | 0,50-1,50 1,50-3,50 | 0,02-0,10 0,03-0,20 |
| Сверд- ління (матеріал свердла Р6М5) | Максимальний діаметр оброблюваного отвору D_{max} | | | Швидкість різання V_c , мм/хв | | |
| | 14 | | | 20 | | |

Як видно із таблиці 2.2, нами були проаналізовані та розраховані рекомендовані режими різання для таких матеріалів [16]:

- сталей: легко оброблюваних, різної твердості, нержавіючих,
- кольорових металів:
- алюмінієвих сплавів,
- титану,
- міді, латуні, бронзи.

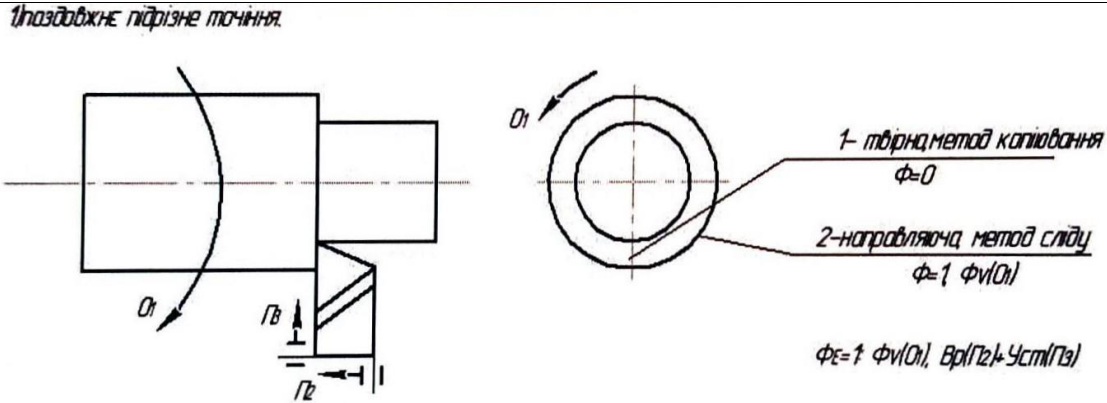
2.3. Аналіз можливих формоутворювальних рухів на верстаті

Використовуючи раніше представлену множину деталей, які можна обробляти на розглядуваному верстат-автоматі, бачимо, що при такому можливому оброблювання деталей можна реалізовувати різноманітні операційні переходи токарної обробки: плоских і кругло-циліндричних поверхонь, відрізання і виконання фасок та уступів, нарізання різей, а також формування внутрішніх поверхонь. Можливе також накатування рифлень.

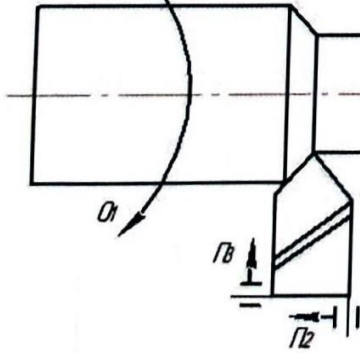
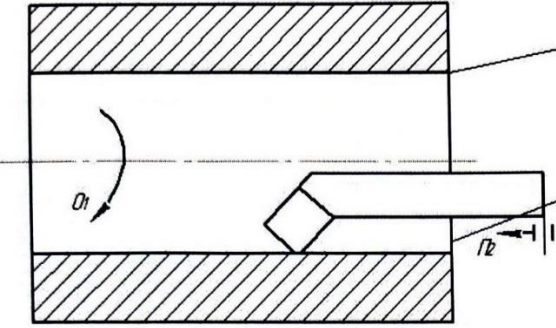
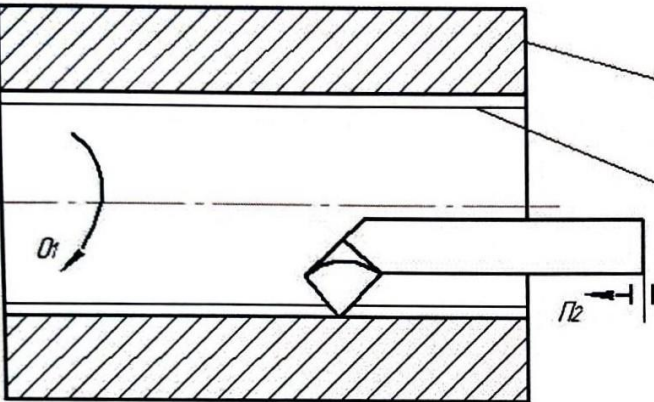
При цьому очевидно застосовуються різні формоутворюючі рухи. Весь комплекс таких рухів наведений у таблиці 2.4.

Таблиця 2.4

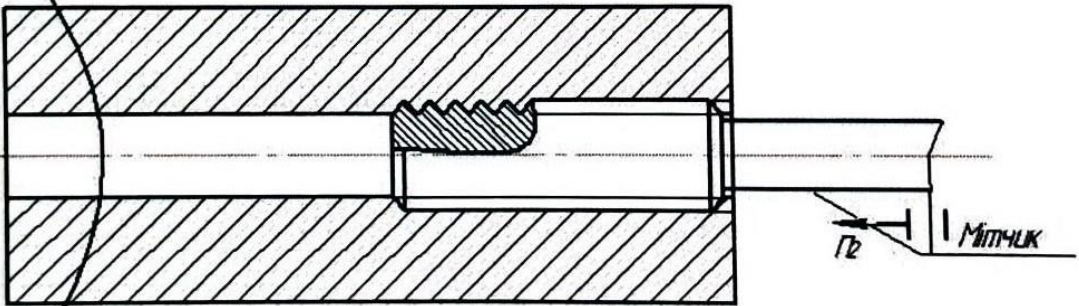
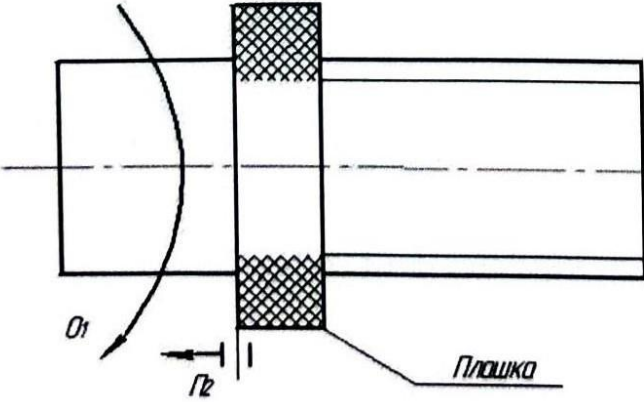
Комплекс можливих рухів формоутворення

| № | Формоутворювальні рухи і схема оброблення |
|--|--|
| 1 | 2 |
| Для рухів інструментів револьверного супорта | |
| 1 | <p><i>1-наздобжне підрізне почіння.</i></p>  |

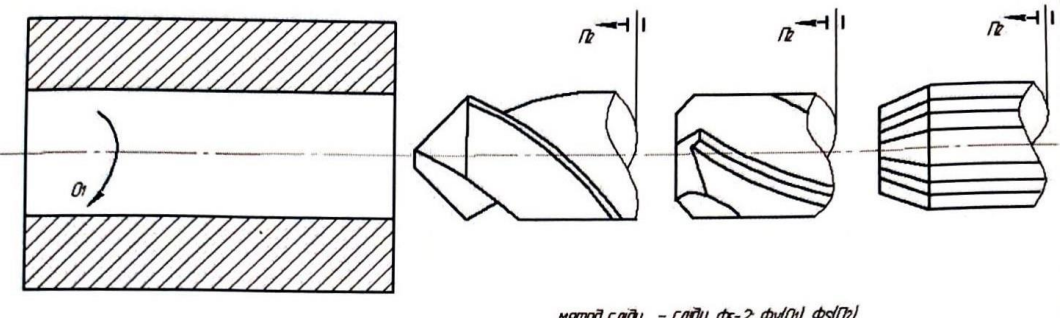
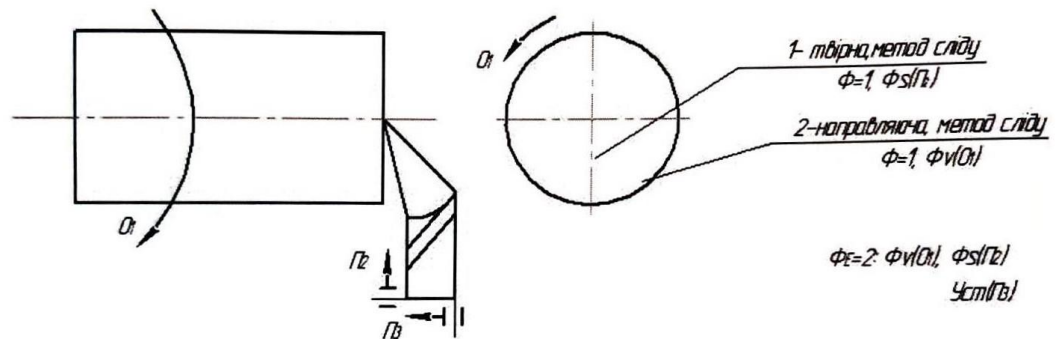
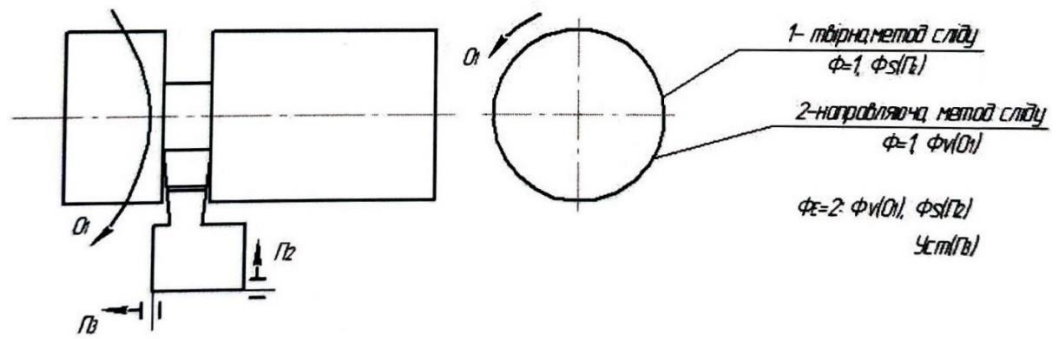
Продовження таблиці 2.4

| | |
|---|---|
| 1 | 2 |
| 2 | <p>2) поздовжнє кругле точіння.</p>  <p>1- твірна метод сліду $\Phi=1 \Phi v(D_1)$</p> <p>2-направляюча метод сліду $\Phi=1 \Phi s(f_1)$</p> <p>$\Phi\epsilon=2: \Phi v(D_1), \Phi s(f_1)$ $Уст(f_1)$</p> |
| 3 | <p>3) розточування отворів.</p>  <p>2-направляюча метод сліду $\Phi=1 \Phi s(f_1)$</p> <p>1- твірна метод сліду $\Phi=1 \Phi v(D_1)$</p> <p>$\Phi\epsilon=2: \Phi v(D_1), \Phi s(f_1)$</p> |
| 4 | <p>4) нарізання внутрішньої різі різцем.</p>  <p>1- твірна, метод копіювання $\Phi=0$</p> <p>2-направляюча метод сліду $\Phi=1 \Phi v(D_1 f_1)$</p> <p>$\Phi\epsilon=1: \Phi v(D_1 f_1)$</p> |

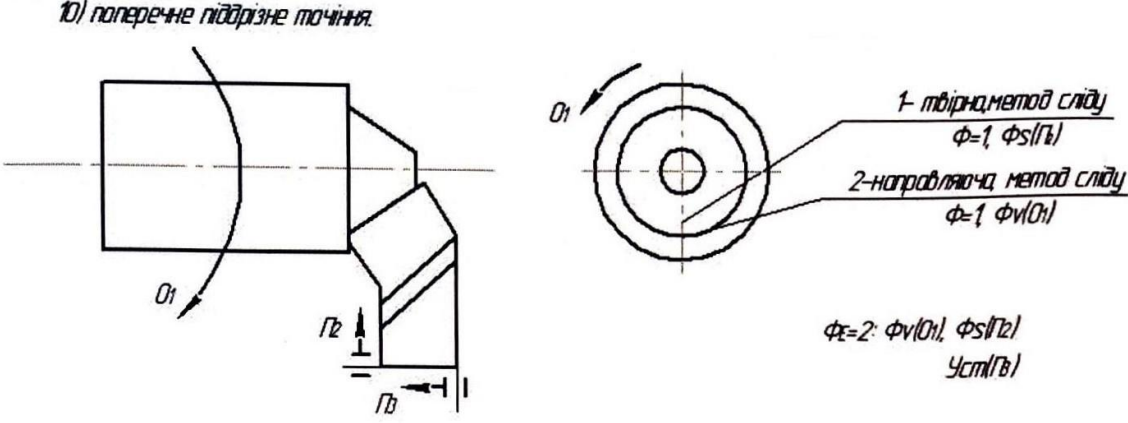
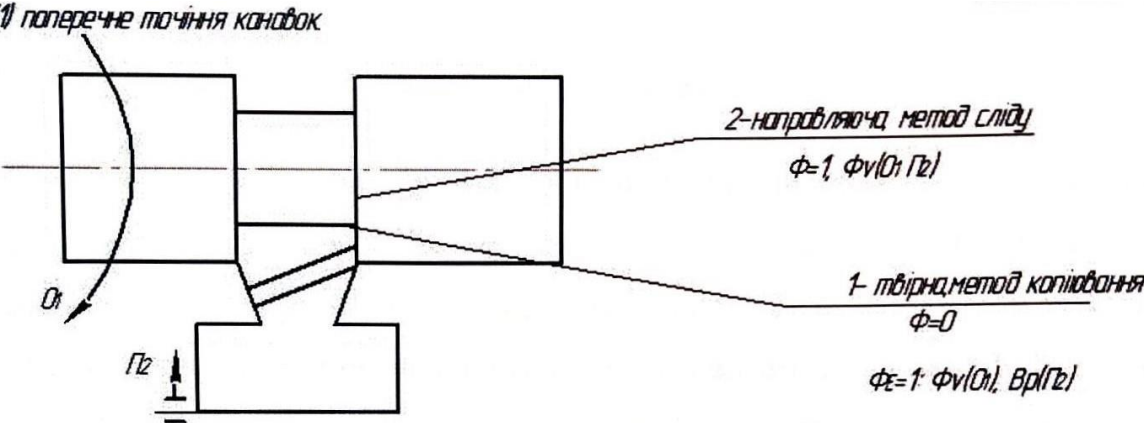
Продовження таблиці 2.4

| 1 | 2 |
|---|---|
| 5 | <p data-bbox="386 359 672 394"><i>Синоризання різі мітчиком</i></p>  <p data-bbox="992 827 1383 961"> $\phi_{\epsilon} = f \cdot \phi v \cdot (0,1 f_z)$ <i>ВКЗ 0,1 f_z – за рахунок самозгвинчування інструменту</i> </p> |
| 6 | <p data-bbox="358 1199 630 1234"><i>Бноризання різі плашкою</i></p>  <p data-bbox="1032 1419 1406 1554"> $\phi_{\epsilon} = f \cdot \phi v \cdot (0,1 f_z)$ <i>ВКЗ 0,1 f_z – за рахунок самозгвинчування інструменту</i> </p> |

Продовження таблиці 2.4

| 1 | 2 |
|--------------------------------------|--|
| 7 | <p>7) свердління, зенкерування, розвертування.</p>  <p>метод сліду - сліду $\phi_{\epsilon=2} \phi_{\nu}(\phi_1) \phi_s(\phi_2)$</p> |
| <p>Для рухів поперечних супортів</p> | |
| 8 | <p>8) відрізне точіння</p>  <p>1- твірна, метод сліду $\phi=1, \phi_s(\phi_2)$ 2-напрямляюча, метод сліду $\phi=1, \phi_{\nu}(\phi_1)$ $\phi_{\epsilon=2} \phi_{\nu}(\phi_1), \phi_s(\phi_2)$ $\psi_{\epsilon m}(\phi_2)$</p> |
| 9 | <p>9) відрізне точіння</p>  <p>1- твірна, метод сліду $\phi=1, \phi_s(\phi_2)$ 2-напрямляюча, метод сліду $\phi=1, \phi_{\nu}(\phi_1)$ $\phi_{\epsilon=2} \phi_{\nu}(\phi_1), \phi_s(\phi_2)$ $\psi_{\epsilon m}(\phi_2)$</p> |

Продовження таблиці 2.4

| 1 | 2 |
|----|---|
| 10 | <p>10) <i>поперечне підрізне точіння.</i></p>  <p>1-твірча, метод сліду $\phi=1, \phi_s(\Gamma_b)$</p> <p>2-направлюча, метод сліду $\phi=1, \phi_v(O_1)$</p> <p>$\phi_{\Sigma}=2: \phi_v(O_1), \phi_s(\Gamma_2)$ $Уст(\Gamma_b)$</p> |
| 11 | <p>11) <i>поперечне точіння канавок</i></p>  <p>2-направлюча, метод сліду $\phi=1, \phi_v(O_1, \Gamma_2)$</p> <p>1-твірча, метод копіювання $\phi=0$</p> <p>$\phi_{\Sigma}=1: \phi_v(O_1), \phi_r(\Gamma_2)$</p> |

2.4. Обґрунтування варіантів компоувальної схеми

Відомо, що характер компоування верстату [10,13,20,21,22] визначає передумови для підвищення продуктивності оброблення на верстаті внаслідок ряду факторів (суміщення схем обробки, автоматизація та інше).

Якщо мова йде про верстат-автомат, то при обґрунтуванні компоновки верстату передбачають, зокрема, можливість його включення чи впровадження у автоматичну лінію або інший вид автоматизованого виробництва, При цьому намагаються забезпечити потік оброблюваних деталей та обов'язкову автоматичну зміну інструментів. Вдале компоування [21,22] також здатне забезпечити автоматизацію допоміжних операцій, наприклад, відведення утворюваної стружки або ж підведення та відведення змащувально-охолоджувальних рідин.

Але першочерговим завданням здійснення компоування є потреба у забезпеченні обраного комплексу формоутворюючих рухів, які здійснюються виконавчими механізмами, щоб виконати необхідне формоутворення поверхонь деталі, які підлягають обробленню на верстаті. При цьому необхідні для формоутворення відносні рухи як власне інструменту, так і безпосередньо заготовки, зазвичай реалізуються сукупністю чи комплексом визначеної кількості прямолінійних та (або) обертових рухів.

Таким чином, основною початковою умовою для виконання компоування верстату є його комплекс рухів, тобто саме кінематична структура.

Вченими доведено [10], що компоновка верстату істотно впливає на економічну ефективність верстату. Це пов'язане з тим, що від самого компоування елементів верстату залежать ряд факторів: металоємність і площа, необхідна під верстат, також - трудомісткість виготовлення вузлів та їх складання, а також багато інших видів економічних затрат, що виявляється як в процесі виготовлення верстату, так і при його експлуатації.

Перейдемо до визначення комплексу і складу формоутворюючих рухів, які визначені нами раніше на основі аналізу технологічних переходів операцій, що виконуються на даному верстаті-автоматі.

Попередньо нами було визначено, що на верстаті-автоматі виконуються такі технологічні переходи:

- токарні (за допомогою токарних різців), зокрема, поздовжнє і поперечне точіння, розточування різцями і нарізання різей, точіння та розточування фасонних поверхонь, оброблення канавок і пазів;
- свердлильні (за допомогою осьових інструментів) (свердління, зенкерування, розвертування отворів, зенкування);
- нарізання різей із використанням плашки та мітчика.

Відповідно до встановленого порядку компоновання [21,22] визначимо структуру блоків технологічного модуля і модульного комплекту. Це дасть змогу сформуванати загальну матрицю компоновки.

Так, у таблиці 2.4 представлені необхідні схеми для формоутворення оброблюваних поверхонь. При цьому встановлено, що для виконання необхідних операційних переходів є потрібним певний склад рухів, який можна визначити таким переліком:

$\Phi_{v1}(O_1)$ – характеризує обертання шпинделя, який несе оброблюваний матеріал;

$\Phi_s(P_2)$ – показує подачу різальних лез вздовж осі шпинделя;

$V_p(P_3)$ – визначає поперечну подачу різального інструменту;

Доп(O_2) – вказує на допоміжний рух, який необхідний для зміни інструменту;

Доп(P_4) – ілюструє допоміжний рух для забезпечення відрізання готової деталі.

Зауважимо на те, що розглядуваний верстат-автомат призначений для обробки прутків.

Тому необхідно вибрати горизонтальне розташування шпинделя і відповідно його осі.

Таким чином система координат, яка враховує горизонтальне розташування осі шпинделя (Z) матиме вигляд, який ілюстровано рис.2.1.

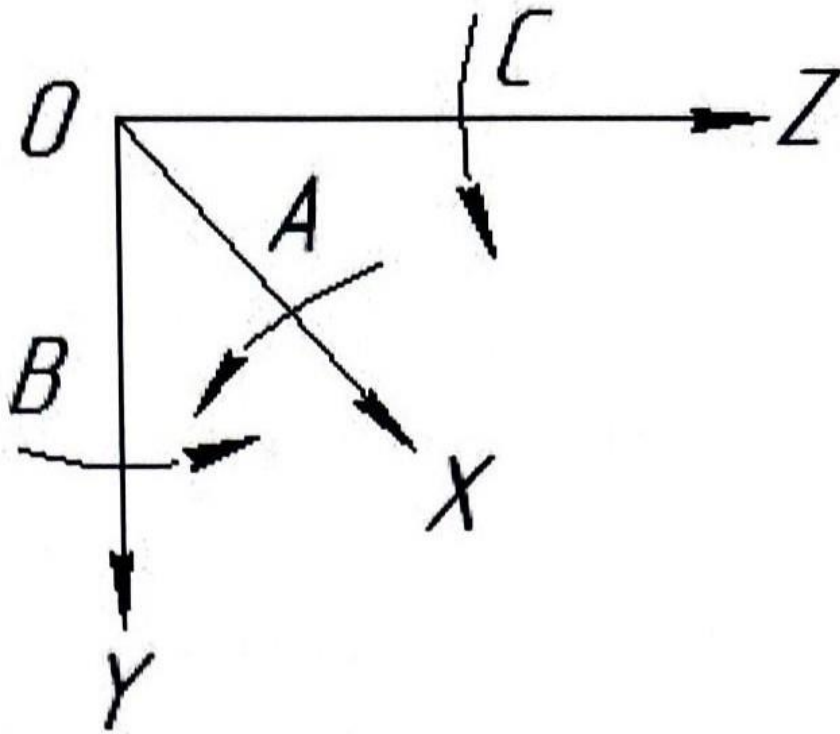


Рисунок 2.1 – Вигляд системи координат, яка передбачає горизонтальне розміщення осі шпинделя верстата-автомата

Для формування структури компоновки верстата необхідно замінити рухи формоутворення та інші виконавчі рухи відповідними блоками самої компоновки:

- рух O_1 замінимо блоком С – шпиндель;
- поступальні рухи P_2, P_3, P_4, P_5 – відповідно блоками Z, X, U, Y;
- обертальний рух O_2 – блоком α .

В цьому випадку отримаємо технологічний модуль у вигляді:

$$TM = \{OCXY\}.$$

Також бачимо, що модульний комплект можна представити як

$$MK = \{OCZX\alpha\}, MK = \{OCU\}, MK = \{OCY\}.$$

Отже можна перейти до формування загальної матриці компоновання.

При цьому врахуємо фіксоване положення блоків (обертювих), що несуть заготовку та інструмент. Вони є відповідно крайніми зі сторони гілки заготовки та гілки інструменту. Враховуємо також положення блоку, що відповідає за зміну інструменту. Тоді формула загальної матриці матиме вигляд:

$$A = CO\{ZX\alpha + Y + U\}.$$

Тепер слід зупинитись на формуванні умов структурного відбору та їх формалізованому записі.

Ці умови повинні відповідати поставленому завданню.

Умови структурного відбору направлені на підвищення якості системи верстату та повинні відповідати вимогам визначеним у завданні.

В якості умови I розглянемо умову, яка розглядає можливість впровадження верстату-автомату для складу автоматичної лінії. Структурною ознакою при цьому є така: станина нерухома або рухома тільки в певному напрямку – горизонтальному.

При цьому формула множини має вигляд:

$$\emptyset + \bar{1}0\bar{0} + 0\bar{0}\bar{0}$$

Умова II визначає можливість використання верстатів, які мають збільшене поперечне переміщення.

При цьому структурною ознакою є те, що станина нерухома, в той же час - сусідній блок є рухомих у напрямку переміщення, що змінюється або ж (для горизонтального компонування) станина рухома тільки в горизонтальному напрямку, тобто формула множини матиме вигляд:

$$\emptyset + Z0\bar{Z} + 0Z\bar{Z}$$

Якщо розглядати умову III, то це обговорення питання про вмонтування у структуру верстату засобів автоматичної зміни заготовок.

Структурна ознака –нерухомий стіл (станина) верстату або із столом верстату, який здійснює переміщення лише в горизонтальному напрямку.

Маємо відповідну формулу множини:

$$\bar{0}\bar{0}\bar{0} + \bar{0}0\bar{0} + 0\bar{0}\bar{0}$$

Кінцевою є - умова IV, яка визначає можливість збільшення холостого осьового ходу для автоматичної зміни інструментів.

При цьому структурною ознакою є те, що у гілці інструменту рухомий аксіально блок прилягає до стаціонарного.

Тоді формула множини:

$$\bar{Z}\bar{Z}0 + \bar{Z}0\bar{Z} + 0Z\bar{Z}$$

Таким чином, в загальному за всіма ознаками маємо таку структуру відбору:

$$\emptyset + \bar{1}0\bar{0} + 0\bar{0}\bar{0}$$

$$\emptyset + Z0\bar{Z} + 0Z\bar{Z}$$

$$\bar{0}\bar{0}\bar{0} + \bar{0}0\bar{0} + 0\bar{0}\bar{0}$$

$$\bar{Z}\bar{Z}0 + \bar{Z}0\bar{Z} + 0Z\bar{Z}$$

$$\emptyset + \emptyset + 0ZX$$

Математичний відбір відбувається на основі перетину множин визначених раніше умов.

Такий оптимізаційний підхід дозволяє сформулювати шукану компоновку у вигляді: 0ZX.

Враховуючи обертові рухи, необхідні для зміни інструменту, переходимо до кінцевої формули оптимальної компоновки:

$$C_h 0ZX\alpha.$$

Якщо використати закон Де-Моргана, то є можливим перейти від послідовного поєднання блоків компонування до паралельної їх комбінації.

Таким чином маємо, що послідовно з'єднані блоки компоновки замінюються паралельними блоками. Ці паралельні блоки мають постійні координати.

Отже, це дає можливість додати рухомі блоки COU, COY та символи, що символізують обертання заготовки та револьверної головки. Таким чином, загальна формула набуває вигляду

$$C_h 0\{ZX\alpha+Y+U\}$$

Який в повній мірі ілюструє координатну структуру верстата-автомата.

Така структура у вигляді кінцевого компонуючого рішення показана на рис. 2.2.

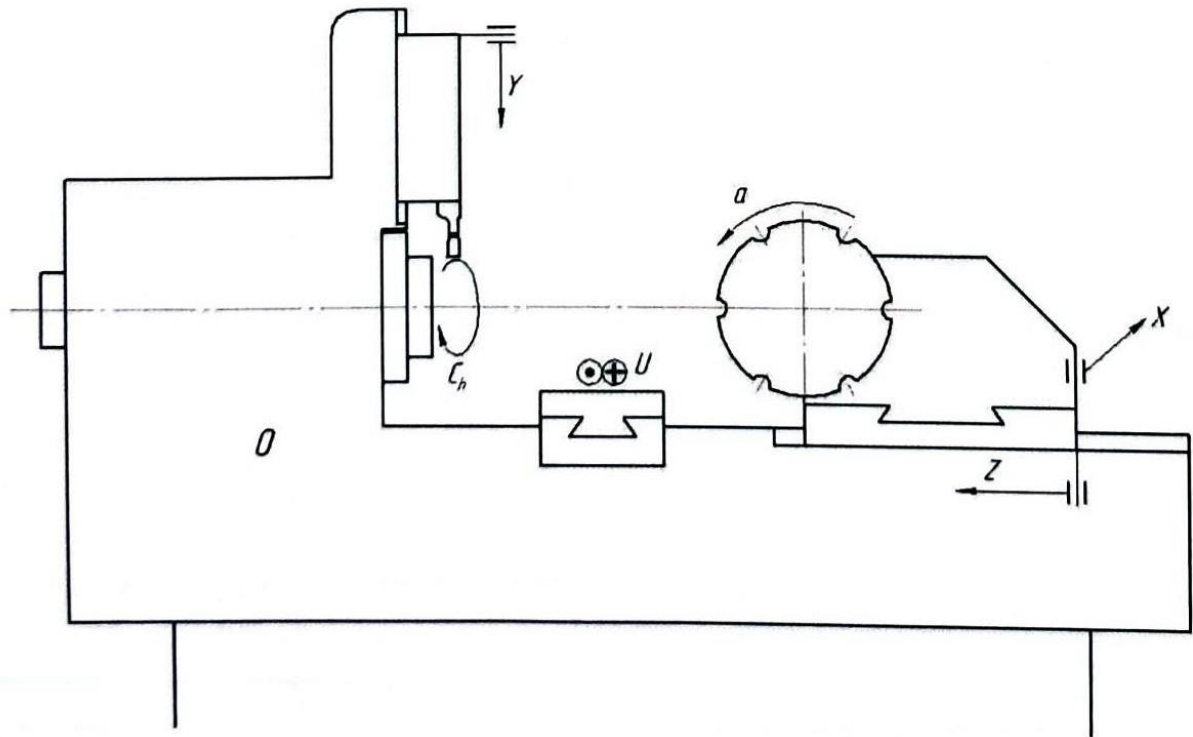


Рисунок 2.2 – Конструктивний варіант компоновки верстата-автомата

2.5. Розробка кінематичної схеми

Відповідно до конструкційних розмірів верстату приймаємо граничні розміри оброблюваної заготовки (прутка):

максимальний діаметр $D_{max}=16$ мм.

мінімальний діаметр $D_{min}=10$ мм.

Для визначення максимального і мінімального числа обертів за хвилину скористаємось відомою формулою [18]:

$$n = \frac{1000V}{\pi D}.$$

Максимальне число обертів розраховується для випадку максимальної швидкості обробки (приймаємо 500 м/хв) у випадку чистової обробки мінімального діаметру (при цьому глибина різання дорівнює $t=0,05$ мм, а значення подачі - $s=0,02$ мм/об). Тоді матимемо: $n_{max}=15000$ об/хв.

Щодо мінімального числа обертів, то розрахуємо його для випадку чорнового точіння прутка максимального діаметру з мінімальною швидкістю різання 30 м/хв. У цьому випадку приймаємо відповідно глибину різання рівною 4мм, а величину подачі - $s=0,4$ мм/об. Таким чином, $n_{min}=597$ об/хв.

Для визначення максимальних значень тангенціальних складових зусиль різання скористаємось залежністю [18]

$$P_z = 10 C_p t^x s^y v^n K_p, \text{ Н},$$

де C_p і K_p – відповідно коефіцієнти: залежний від умов обробки і поправочний, а x , y , n – показники ступеню при глибині різання, подачі і швидкості різання.

Величини максимальних зусиль розраховуємо для максимальних глибин різання і найбільших значень подач. Тоді для сталей матимемо: конструктивна ($\sigma_B=750$ МПа) і жароміцна (HB 141)- $P_{zmax}=2130$ Н; 1920 Н. Для чавунів відповідні значення максимальних сил: чавун сірий (HB 190) і чавун ковкий (HB 190) - $P_{zmax}=1656$ Н; 1620 Н. Для мідних сплавів (HB 120) і алюмінію - $P_{zmax}=1240$ Н; 600 Н.

Для випадків оброблення зазначених матеріалів знаходимо за відомою залежністю [18]

$$N = \frac{P_z V}{1020 \cdot 60}, \text{ кВт}.$$

також максимальні значення потужностей різання:

- щодо сталей конструктивної і жароміцної $N_{max}=3,98$; 2,5 кВт;
- щодо сірого і ковкого чавунів $N_{max}=2,1$; 2,6 кВт;
- щодо мідних і алюмінієвих сплавів $N_{max}=3,65$; 3,92 кВт.

Таким чином, максимальні значення потужностей різання знаходяться в діапазоні 2,1 - 3,98 кВт. При цьому максимальна потужність відповідає обробленню конструкційних матеріалів.

Перш ніж приступити до вибору приводу головного руху відмітимо, що для верстатів-автоматів використовують різноманітні структури приводів, які представлені на рис. 2.3.

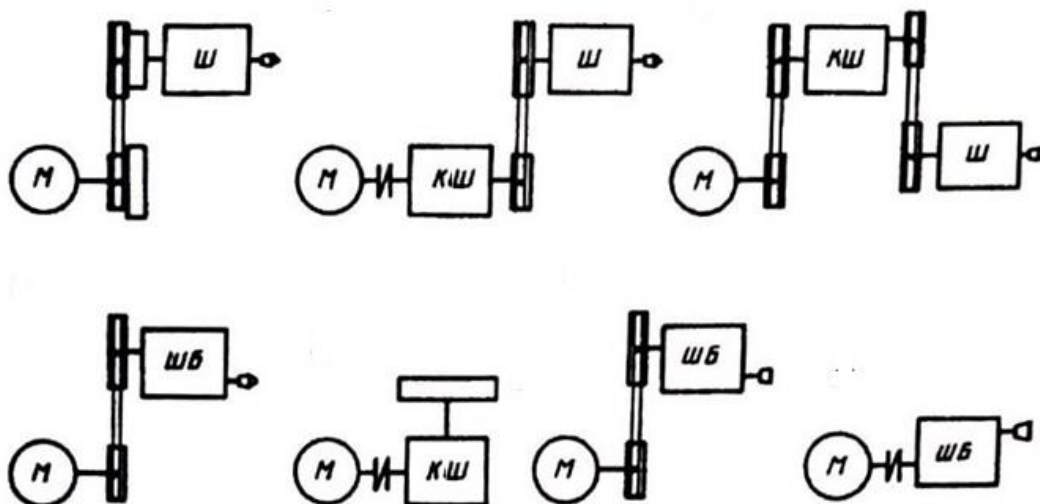


Рисунок 2.3 – Відомі структури приводів головного руху верстатів-автоматів

Такі структури передбачають як безпосередній зв'язок двигуна М із шпинделем Ш, так і через шпиндельну бабку ШБ, чи коробку швидкостей КШ або ж через їх комбінацію.

В нашому випадку бажаним є застосування приводу безступінчастого регулювання. Це сприятиме підвищенню продуктивності верстату-автомату, бо при цьому встановлюється точне значення раціональної швидкості різання. Для такого безступінчастого регулювання зазвичай використовують приводи з двигунами постійного струму. Відомо, що діапазон регулювання таких безступінчастих приводів за умови постійного значення потужності становить 2,5-4.

Для приводу головного руху потужність електродвигуна визначають за відомою залежністю [23,24]:

$$N_d = N_{різ} / \eta \quad (2.1)$$

де $N_{різ}$ – максимальне значення потужності різання;

η – сумарне значення ККД приводу. В нашому випадку:

$$\eta=0,89 \quad (2.2)$$

Таким чином, маємо для двигуна $N_d=4,4$ кВт.

За довідниковими даними призначаємо електродвигун постійного струму. Модель двигуна - 4ПФ112М ($N_d=4,75$ кВт, $n_{max}=6000$ об/хв, $n_{min}=380$ об/хв. Номінальна частота обертів встановлюється 925об/хв.

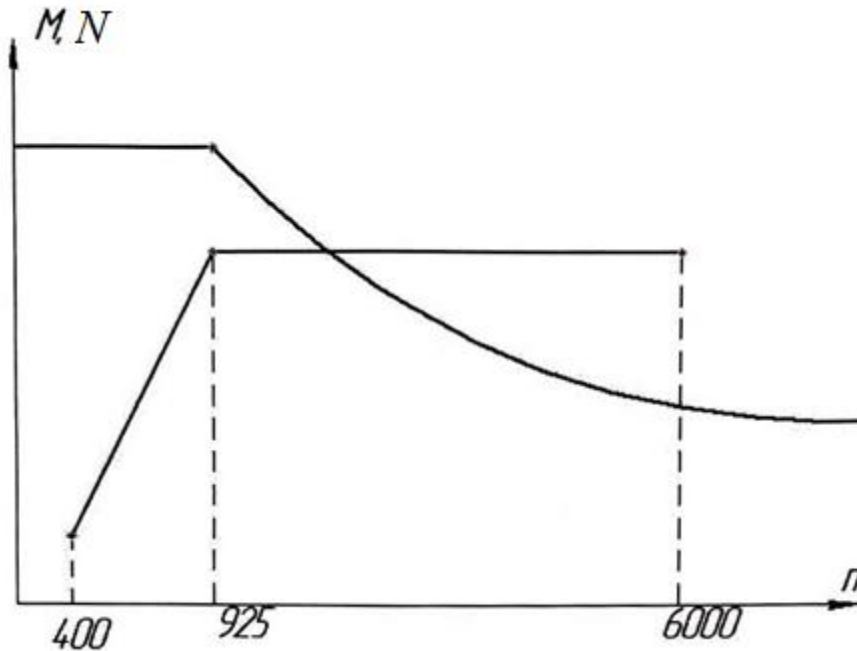


Рисунок 2.4 – Якісна діаграма потужності і моменту на прикладі електродвигуна 4ПФ112М

Таким чином, необхідним є двохзонне регулювання.

Для подальшого кінематичного розрахунку здійснимо визначення діапазонів регулювання згідно [24]

Очевидно, що поскільки:

$$R_n = \frac{n_{max}}{n_{min}} \quad (2.3)$$

то діапазон регулювання приводу досягає значення 37,5.

Для двигуна діапазон регулювання:

$$R_D = \frac{n_{D_{\max}}}{n_{D_{\min}}} \quad (2.4)$$

Отже $R_D=15,8$.

При постійній потужності ця величина:

$$R_{Dp} = \frac{n_{D_{\max}}}{n_{D_{\min}}} \quad (2.5)$$

Тож $R_{Dp}=6,48$.

При постійному моменті:

$$R_{DM} = \frac{R_D}{R_{Dp}} \quad (2.6)$$

і $R_{DM}=2,43$

Таким чином згідно формули

$$R_p = \frac{R}{R_{DM}} \quad (2.7)$$

отримуємо діапазон регулювання шпинделя за умови постійної потужності:

$$R_p=15,43.$$

Для коробки швидкостей приймаємо знаменник ряду передавальних відношень $\phi_1=6,48$.

Тоді кількість ступенів коробки швидкостей за формулою:

$$z = \frac{\lg R_p}{\lg \phi_1} \quad (2.8)$$

дорівнює 1,49.

Приймаємо $z=2$. Отже, згідно формули

$$R_M = \phi_1^{z-1} \quad (2.9)$$

діапазон регулювання коробки швидкостей $R_M=6,48$.

Визначимо також діапазон електричного регулювання приводу:

$$R_E = \frac{R}{R_M} \quad (2.10)$$

При цьому матимемо $R_E=4,8$.

На основі отриманих даних будуємо структурну сітку коробки. При цьому за основну приймаємо першу групу.

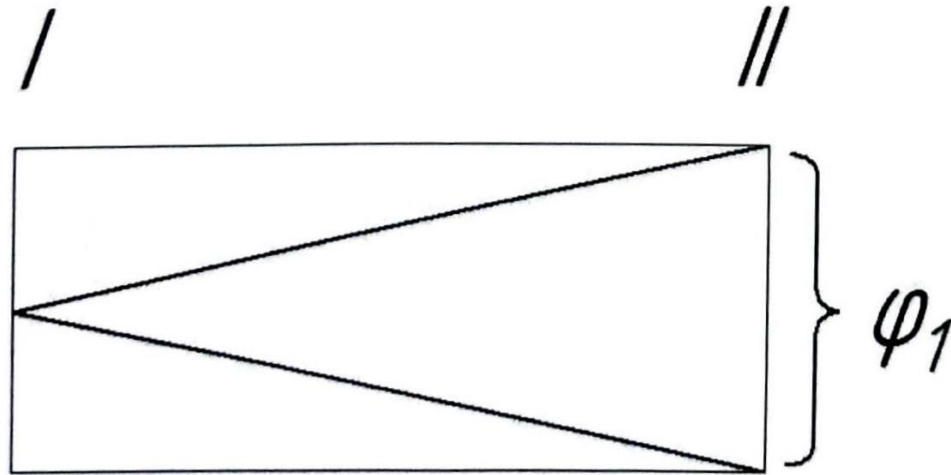


Рисунок 2.5 – Структурна сітка коробки швидкостей

Розраховуємо мінімальні частоти обертання шпинделя :

$$n_{1 \min} = 380 \text{ об/хв}$$

$$n_{2 \min} = n_{1 \min} \cdot \varphi_1 = 2462 \text{ об/хв.}$$

Таким чином діапазон регулювання шпинделя згідно до формули:

$$R_p = R_{DM} R_M$$

Тобто $R_p=5,75$.

Отже, тепер ми можемо побудувати графік частот обертання шпинделя (рис. 2.6).

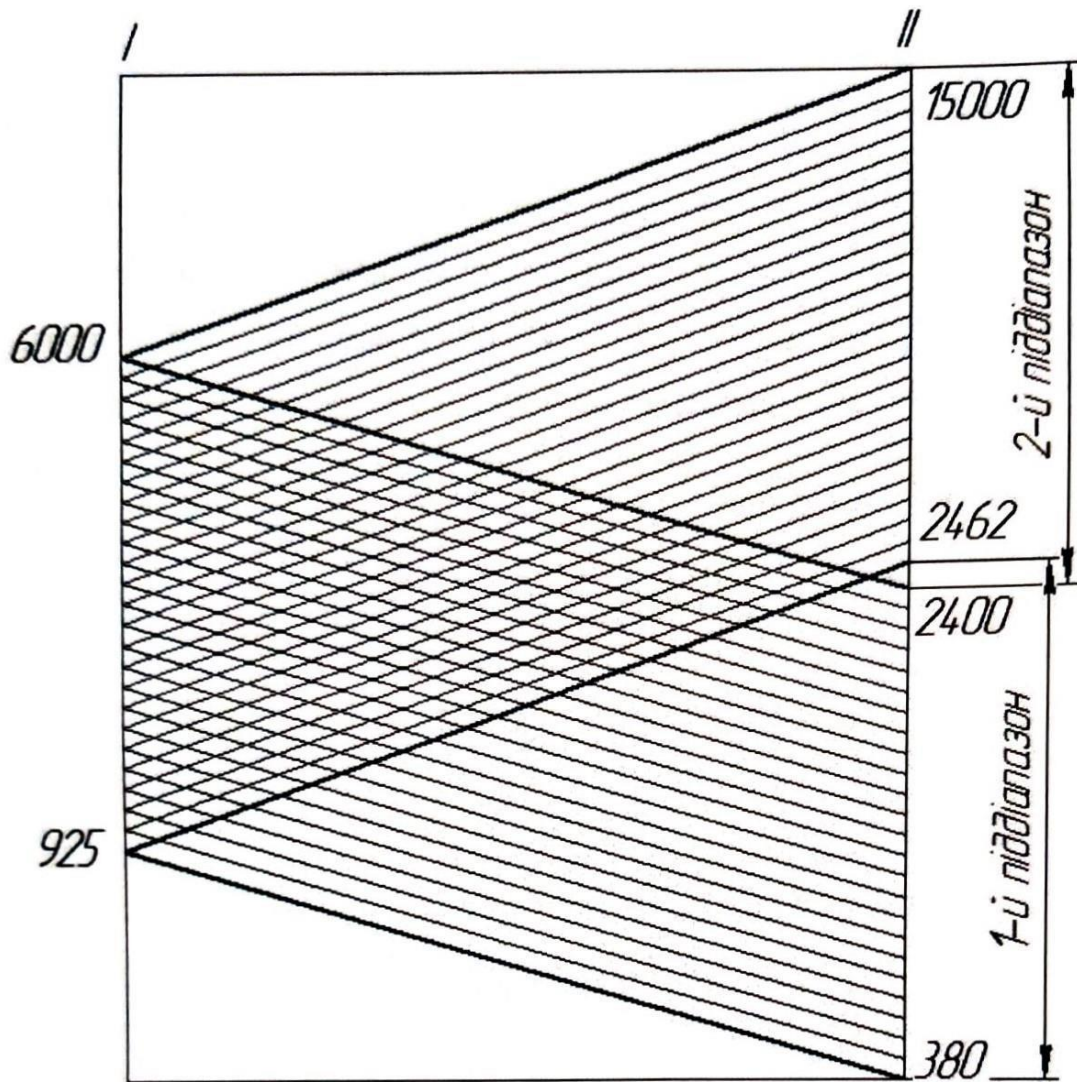


Рисунок 2.6 – Графік чисел обертів шпинделя

В свою чергу також матимемо діаграми потужності (рис. 2.7) для всіх піддіапазонів регулювання.

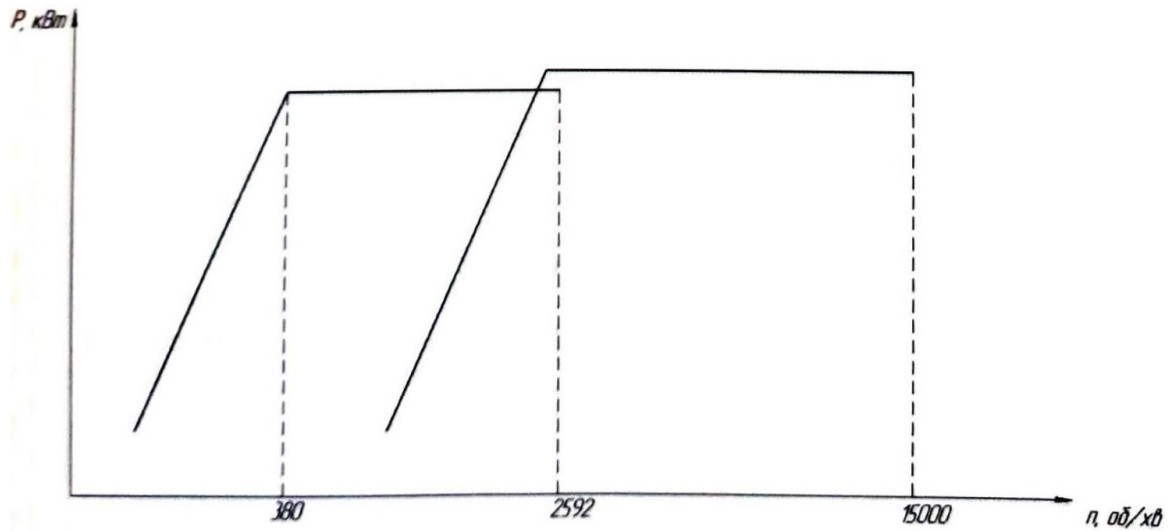


Рисунок 2.7 – Діаграми потужності

Якщо ми розрахуємо значення передаточних відношень, які мають місце для кожної групи, то в результаті визначаємо числа зубів зубчастих коліс, що входять до окремих пар. Прийmemo модулі всіх зубчастих коліс рівними між собою. Встановлюємо також міжосьову відстань постійною.

Результати розрахунку зведені у таблицю 2.5.

Таблиця 2.5

Зведена таблиця передаточних відношень і чисел зубів коліс коробки

| U | Основна група | |
|-----------------------|-----------------------|----------------------|
| | $U_1 \frac{1}{0,408}$ | $U_2 \frac{1}{2,45}$ |
| $\frac{z_i}{z_{i+1}}$ | $\frac{20}{49}$ | $\frac{49}{20}$ |
| $\sum z$ | 69 | |

Отже, можемо побудувати шуканий фрагмент кінематичної схеми коробки швидкостей приводу головного руху (рис. 2.8).

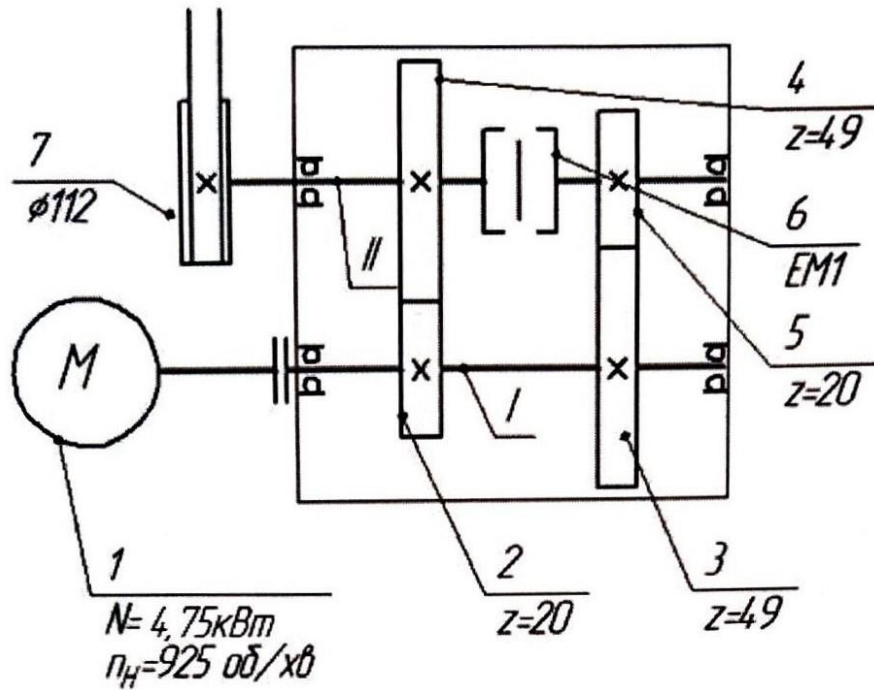


Рисунок 2.8 – Фрагмент кінематичної схеми приводу головного руху

2.6. Силовий розрахунок елементів коробки

Проведемо розрахунок обертових моментів на валах елементів кінематичного ланцюга щодо приводу головного руху. При цьому скористаємось формулою [25]:

$$T_{ГПР} = 9550 \frac{N_{ДВ} \eta}{n_{розр}} \quad (2.11)$$

де η – відповідне значення ККД;

$n_{розр}$ – частота обертання розглядуваного валу, об/хв.

Зокрема, отримаємо, що максимальний момент, що має місце на валу двигуна - 47,6 Нм, а найбільший момент на шпинделі – 107Нм.

Розраховані значення обертових моментів на всіх валах зводимо у таблицю 2.6.

Значення обертових моментів на валах

| Означення вала | Вал двигуна | Вал I | Вал II | Шпиндель |
|----------------------|-------------|-------|--------|----------|
| Значення моменту, Нм | 47,6 | 47 | 111 | 107 |

Визначимо також значення кутових швидкостей. Для цього скористаємось формулою [24]:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \quad (2.12)$$

де n – частота обертів конкретного валу, об/хв.

Відповідно отримаємо значення кутових швидкостей:

- вхідного валу: $\omega_1=96,8 \text{ с}^{-1}$;
- валу II коробки: $\omega_2=39,8 \text{ с}^{-1}$;
- шпинделя: $\omega_3=1570 \text{ с}^{-1}$.

Перейдемо до розрахунку значення модуля зубчастих коліс.

Для цього розрахунок здійснюємо щодо гілки графіку чисел обертів, яка знаходиться на відстані 1/3 від нижньої.

Початковими даними для розрахунку є такі значення:

обертовий момент: $T=107\text{Нм}$; напруження, які допускаються при контакті поверхонь зубів $[\sigma]=380 \text{ МПа}$; частота обертання $n=2400 \text{ об/хв.}$; кількість зубів шестерні і колеса відповідно 20 і 40.

Тоді, виходячи із умови міцності на згин, при значеннях $K_u=1,1$; $y=0,284$ і $\psi_m=6$, користуючись відомою формулою [25]:

$$m = 12,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{об} K_u}{y Z_k \psi_m [\sigma]_u}} \quad (2.13)$$

отримаємо $m=2,7$, через що відповідно до стандартних значень приймаємо значення $m=3$.

Відповідно до порядку розрахунку із умови поверхневої міцності розраховуємо міжосьову відстань [25]:

$$A_{\text{розр}} = 10(U + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{332}{U[\sigma]_{\text{пов}}}\right)^2 \frac{T_{\text{об}}}{\Psi_{\text{Л}}}} \quad (2.14)$$

де прийнято $[\sigma]_{\text{пов}}=1200$ МПа.

Тоді отримаємо розрахункове значення між осьової відстані $A=77$ мм.

Поряд з цим, значення міжосьової відстані, розраховане з геометричних міркувань з використанням прийнятого значення модуля передачі 3 мм і визначених величин кількості зубів, дорівнює 103 мм. Отже, це отримане значення забезпечує вказану вище умову поверхневої міцності.

Таким чином, з технологічних міркувань приймаємо для всіх коліс одне значення модуля – 3мм, а також одне значення міжосьової відстані.

Визначення конструктивних параметрів окремих валів приводу передбачає визначення їх мінімальних діаметрів із умови міцності на кручення враховуючи занижене значення допустимих напружень ($[\tau]=25$ МПа) [25]:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}} \quad (2.15)$$

Враховуючи отримані раніше значення обертових моментів (із таблиці 2.6), маємо орієнтовні значення діаметрів для першого і другого валів відповідно 25мм і 33мм.

Проведемо уточнений розрахунок.

При цьому маємо на увазі другий вал коробки швидкостей, який передає більший обертовий момент. Для цього валу використаємо такі дані:

Матеріал валу – сталь 45 і відповідно із ГОСТ 1050-74: $\sigma_b=610$ МПа і $\sigma_T=360$ МПа.

Розрахунок на статичну міцність проведемо із врахуванням сумарної дії деформацій згину та кручення.

Врахуємо, що крутний момент, на валу - $T=191$ Нм.

Колові сили для першого і другого зачеплень:

$$F_{t1}=2600\text{Н}; F_{t2}=6350\text{Н}.$$

Радіальні зусилля в зубчастих зачепленнях – відповідно:

$$F_{r1}= 850\text{Н}; F_{r2}=2060\text{Н}.$$

Тепер визначимо реакції в опорах вала.

При цьому скористаємось умовами рівноваги для двох різних площин.

Для розрахунку є прийнятною відповідна розрахункова схема, яка показана на рис.

2.9.

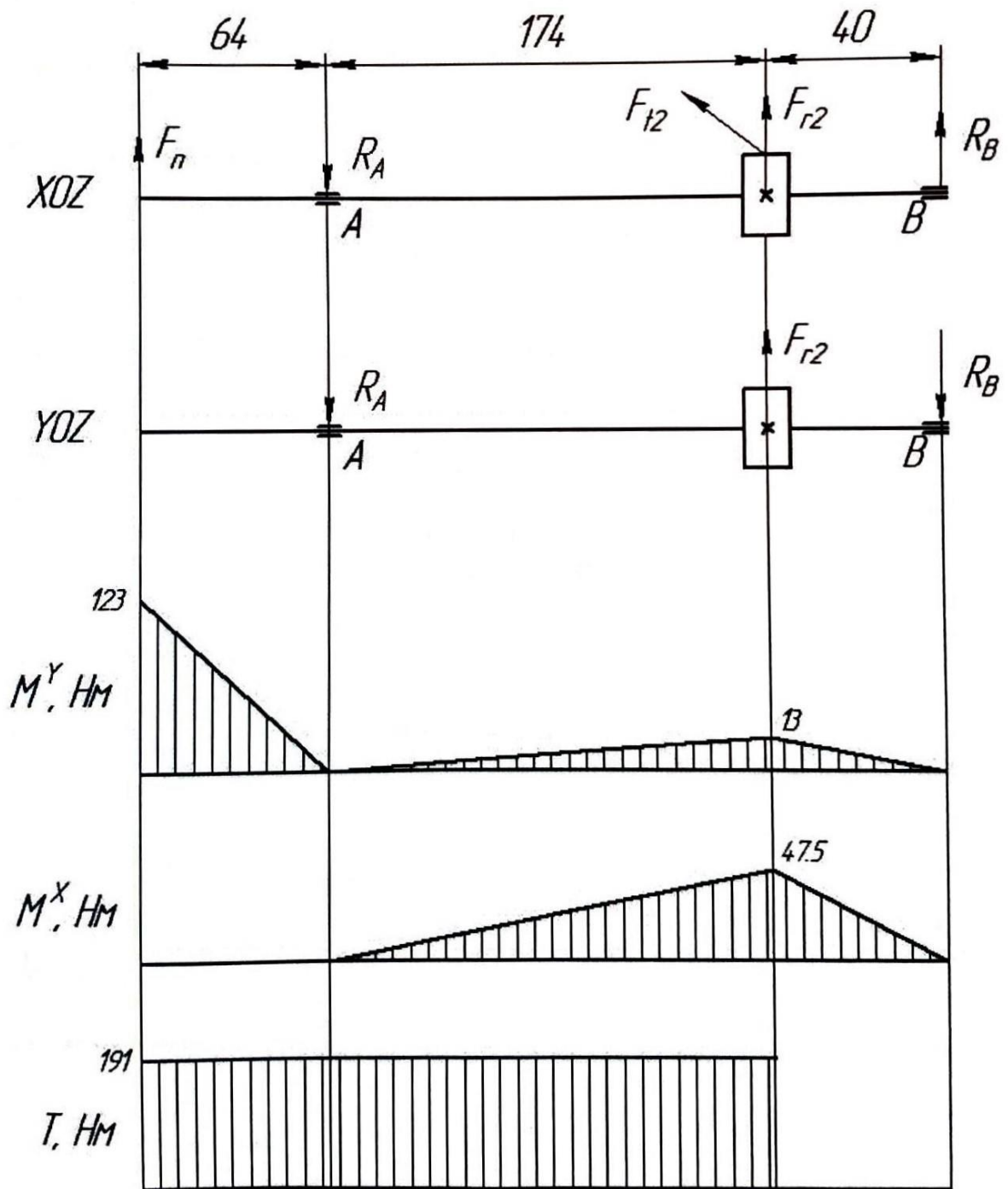


Рисунок 2.9 – Схема розрахунку і епюри розрахованих моментів

Таким чином, для вертикальної площини матимемо:

$$\sum M_A = 0 \quad -F_n a + F_{r2} c + R_B (b + c) = 0 \quad (2.16)$$

і $R_B=330\text{Н}$.

$$\sum M_B = 0 \quad -F_n(a + b + c) - F_{r2}b + R_A(b + c) = 0 \quad (2.17)$$

і $R_a=1930\text{Н}$.

Для горизонтальної площини маємо значення для опорних реакцій:

$$\sum M_A = 0 \quad -F_{t2}b - R_B(b - c) = 0 \quad (2.18)$$

і $R_b=5170\text{Н}$.

Відповідно

$$\sum M_B = 0 \quad -F_{t2}c + R_B(b + c) = 0 \quad (2.19)$$

і $R_a=1190\text{Н}$.

Таким чином, визначаємо значення згинальних моментів на валах і знаходимо найбільше значення згинного моменту $M_{3z}=334\text{ Нм}$, а відповідне значення приведенного еквівалентного моменту: $M_{екв}=385\text{ Нм}$.

Тоді за формулою [25]:

$$d = \sqrt[3]{\frac{10M_{екв}}{[\sigma]_{зг}}} \quad (2.20)$$

де $[\sigma]_{зг}$ – допустимі напруження згину,

розраховуємо діаметр валу в небезпечному перерізі (для сталі 45 - $[\sigma]_{зг}=85\text{ МПа}$):

$d=24\text{ мм}$.

Тому діаметр валу приймаємо $d=30\text{ мм}$.

2.7. Силевий розрахунок зубчасто-пасової передачі

Будемо вважати, що шківни виготовлені із алюмінієвого сплаву АЛ-2.

Для зубчастого паса приймаємо еластичну маслостійку гуму, яка є армованою сталевими тросами. Параметри пасової передачі приймаємо такими:

- модуль зубчастих коліс $m=7$ мм.
- крок зубів паса $p=21,98$ мм;
- висота вершин зубів $h=4,2$ мм;
- кут профілю зубів $2\beta=40^\circ$;
- кількість зубів меншого шківни $z_1=25$;
- передаточне відношення $u=1$;
- діаметри ділильних кіл шківнів $d=175$ мм;
- діаметр тросика $0,8$ мм.

Приймаємо, що між пасом та шківном є зазори:

- бічний $f=0,3m=2,1$ мм і радіальний $e=0,3m=2,1$ мм.

Розраховуємо міжосьову відстань за формулою

$$a=(0,5 \dots 2,0)(d_1+d_2)=175 \dots 700 \text{ мм.}$$

З конструктивних міркувань стосовно шпindelної бабки приймаємо $a=680$ мм.

Розраховуємо довжину паса:

$$l' = 2a + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_1 - d_2)^2}{4a} \quad (2.21)$$

Отже, $l'=1909,5$ мм.

Після обчислення кількості зубів паса і округлення до цілого нормалізованого значення $z_n=87$ знаходимо дійсну довжину паса $l= 1912$ мм і дійсну міжосьову відстань: $a=681,25$ мм.

При цьому очевидно, що виконується умова мінімуму кількості зубів паса в зачепленні.

Тепер можемо обчислити ширину паса зважаючи на значення максимального крутного моменту на шпindelі. Відповідно до нормалізованих значень ширини пасів, приймаємо $b= 80$ мм.

Проведемо перевірочний розрахунок.

Для зубчастої пасової передачі попередній натяг:

$$F_0 = (1,1 \dots 1,3)F_g \quad (2.22)$$

де F_g – додатковий натяг паса, зумовлений відцентровими зусиллями:

$$F_g = \rho AV^2 \quad (2.23)$$

де ρ – густина паса, $\rho=1150$ кг/м³; $A=480$ мм² площа найменшого перерізу; $V=55$ м/с - максимальна колова швидкість.

Після вказаних розрахунків приймаємо $F_0=35$ Н.

Визначимо навантаження на вали передачі:

$$R = (1,0 \dots 1,2)F_t = (2,0 \dots 2,4) \frac{T_1}{d_1} \quad (2.24)$$

де $T_1=180,95$ Нм – крутний момент на вихідному валі при чорновій обробці; $T_1=28$ Нм – крутний момент на вихідному валі при чистовій обробці; $d_1=175$ мм - діаметр ділильного кола шківа.

Таким чином в результаті розрахунків маємо значення:

- $R=2400$ Н для чорнової обробки та
- $R=380$ Н для чистової обробки.

Висновки по розділу 2

Проведений у розділі 2 огляд і конструкторсько-технологічний аналіз дозволяє висловити такі висновки.

1. Здійснений розрахунок автоматної технологічної операції для типових деталей-представників визначає необхідні технологічні передумови для подальших розрахунків кінематичних і силових факторів, що чинять вплив на конструкцію токарного автомату.

2. На основі проведення аналізу необхідних формоутворюючих рухів на автоматі визначені умови математичного відбору компоновного рішення і запропонована раціональна компоновка одношпindelного токарного верстату-автомату із револьверною головкою та записана його структурна формула.

3. Проведений аналіз кінематичних особливостей вибраного верстату-автомату, здійснена його модернізація з точки зору впровадження у його структуру безступеневого приводу і зубчасто-пасової передачі і на цій основі проведений кінематичний розрахунок приводу та запропонована його кінематична структура.

4. На основі розробленої кінематичної схеми приводу головного руху верстату-автомату із безступінчастим регулюванням, який дозволяє розширити технологічні можливості обробки, розрахована і спроектована коробка швидкостей такого верстату.

Проведено розрахунок зубчасто-пасової передачі приводу головного руху і скомпоновані у окремому комплекті складальних креслень узагальнені представлення про розроблені привід і коробку швидкостей.

3. Науково-дослідна частина

3.1. Методика досліджень наукового характеру та порядок їх проведення

Критерій жорсткості має особливе значення для токарних верстатів [23,24], в тому числі верстатів-автоматів у зв'язку із необхідністю обробляти деталі, лінійні розміри яких значно (багатократно) переважають розміри діаметральні. Такі деталі часто називають деталями пониженої жорсткості. Саме вони переважно є об'єктами обробки на верстатах-автоматах, де й якості заготовок використовується калібрований прутковий матеріал.

В процесі токарної обробки вказаних деталей малої жорсткості під дією радіальної складової сили різання, відбувається відтиск деталі від леза інструменту і, таким чином, відбувається прогин геометричної осі деталі. Наслідком таких деформацій є спотворення заданої кресленнями форми оброблюваної деталі [1]. Також ці фактори спричиняють небажані вібрації, які негативно впливають на якісні показники оброблення.

Для запобігання змінних навантажень, що викликають шкідливі деформації при токарній обробці застосовують різні методи і засоби.

Серед них достатньо ефективним підходом є впровадження багато різцевої, зокрема, дворізцевої обробки [26]. Зрозуміло, що при цьому виявляється перспективним кратне збільшення продуктивності різання. Проте такий ефект досягається не завжди у зв'язку із труднощами точного налагодження різальних лез на обробку і пов'язаної з цим неможливістю абсолютно симетрично розмітити в одному перерізі зрізу одразу обидва леза (чи декілька лез).

Ця проблема є особливо нагальною при використанні дворізцевих пристроїв у роботі токарних верстатів-автоматів.

У розділі 1 кваліфікаційної роботи вже обговорювались питання застосування в таких випадках регулюючих механізмів таких різальних інструментів.

При цьому вказувалось як на їх актуальність, так і на те, що їх використання повинне супроводжуватись дослідженням процесу регулювання деформаціями точіння за допомогою подібних дворізцевих державок.

У зв'язку із викладеним, актуальною метою аналітичного дослідження дворізцевих державок верстатів-автоматів є:

- визначення їх основних кінематичних характеристик;
- знаходження характеру формування цих характеристик;
- аналіз можливості керування ними в процесі власне токарного оброблення.

Відповідно можна сформулювати методику досліджень наукового плану для нашої кваліфікаційної роботи, яка полягає в такому:

- побудова конструктивних схем регулюючих державок для верстатів-автоматів;
- формалізація опису конструктивних особливостей регулюючих державок на основі структурно-логічних моделей;
- визначення умов роботи дворізцевих державок і диференціація схем зрізання оброблюваного матеріалу лезами державок;
- встановлення характеру розподілу миттєвих подач різальних елементів при обробленні;
- визначення кінематичних особливостей роботи регулюючих державок при кінематичних збуреннях різного характеру;
- побудова графічних залежностей шуканих кінематичних характеристик від досліджуваних збурень;
- формулювання науково обґрунтованих висновків.

В подальшому розглядається послідовне виконання вище наведеної методики наукових досліджень.

3.2. Конструктивні схеми регулюючих державок і їх формалізація

Для побудови конструкцій державок за основу розробки візьмемо схем рухів різальних лез інструментів державок у загальній картині дворізцевого точіння.

При токарному обробленні задіяні обертовий D_r (головний рух) і поступальний D_s (рух подачі) формоутворюючі рухи, що здійснюються у комплексі. В результаті отримується загальний рух за гвинтовою траєкторією, що формує оброблювану поверхню. Застосуємо тепер регулюючі механізми між різцями державки в такому збірному інструменті. Тоді відомі принципові кінематичні схеми різання [28] трансформуються.

Оскільки маємо справу із дворізцевою обробкою, то при цьому виявляється, що рух подачі диференціюється на окремі рухи різальних елементів D_{s1} і D_{s2} . Ці рухи є паралельними один до одного. При цьому присутня симетрія рухів відносно осі заготовки. Таким чином, подачі окремих різців є також симетричними відносно осі подачі s супорта. Також бачимо, що структура регулювання державок може забезпечувати додаткові формоутворюючі регулюючі рухи $\partial D_{si}(i=1,2)$.

Отже, такий аналіз дозволяє сформулювати системний підхід до побудови різних структурно-компонувальних схем регулюючих державок для верстатів-автоматів (всі вони є горизонтальної компоновки).

При побудові механізму регулювання державок матимемо на увазі, що вони можуть бути побудовані по-різному. При цьому можуть бути застосовані важільні (гойдальні) системи, клиново-штокові механізми, різного роду шарнірні пари, або ж і гідравлічні системи.

Такі регулюючі механізми переміщень різальних лез (РЛ) інструментів державок верстатів-автоматів є регуляторами компенсуючого типу (РКТ). Вони відповідним чином кріпляться до корпусу державки (КД) або монтуються безпосередньо в ньому. У вказаних державках застосовують напрямні державок (НД) різного типу (ковзання чи кочення). Такі структури наведені у табл.3.1.

Елементи структурної побудови регулюючих державок верстатів-автоматів

| № | Схема рухів і структурна формалізація | Схема компоновки |
|---|---------------------------------------|------------------|
| 1 | | |
| 2 | | |
| 3 | | |

Для токарно-револьверних верстатів можна запропонувати дворізцеву державку (табл.3.1, поз.1). Її корпус виконаний, наприклад, у вигляді вилки. У корпусі 1 симетрично виконані повздовжні паралельні наскрізні отвори 2 і 3. Різцеві елементи 4 і 5 встановлені по периметру оброблюваної деталі. Вони закріплені на передніх кінцях циліндричних пальців 6 і 7 (кріплення жорстке). Циліндричні пальці в корпусі 1 є рухливими вздовж їхніх осей. Шпоночне з'єднання забезпечує непроворот відносно корпусу 1. Пальці 6 і 7 мають конічні закінчення, які контактують із скосами а, що виконані на проміжкового пальця 8. Палець 8 вільно переміщується в отворі, який висвердлений перпендикулярно до осі корпусу.

Для суміщеної (комплексної) обробки пропонується державка(табл.3.1, поз.2). Вона призначена як для виготовлення зовнішніх, так і внутрішніх поверхонь правильної циліндричної форми. У державці використовуються спеціальні двосторонні різці 1 і 9. Ці різці встановлюють на кінцях повзунів 3 і 8. Повзуни є рухливими у корпусі 4 за допомогою напрямних типу “ластівчин хвіст”. Двоплеча шарнірна рамка 6 забезпечує зв'язок між різальними елементами. При цьому використані бочкоподібні ролики 5 і 7. Центральна частина двоплечої рамки 6 шарнірно з'єднана з корпусом 4, тобто може повертатись відносно нього.

Можна також запропонувати трирізцеву розточну державку для верстатів-автоматів (табл.3.1, поз.3.). У такій державці вирівнювання зусиль різання між різцями здійснюється через сферичний шарнірний зв'язок. Сферична поверхня підп'ятника 3 вільно контактує із сферичною втулкою 4. Пальці 2 запресовані у підп'ятник. Інші кінці пальців 2 входять вільно у пази повзунів 1, які несуть різальні елементи. Таким чином, наявність сферичного шарніру, який є кінематичною парою, що забезпечує 3 ступені вільності, дозволяє здійснювати комплексне вирівнювання навантажень різання між трьома різцями. При цьому компоненти сил різання, а саме - осьові, радіальні і тангенціальні складові, виявляють рівними, і таким чином компенсується їх негативний вплив на деформацію осі деталі.

Пруток (оброблювана заготовка) теж є елементом компоновочної схеми. Проте, звісно цей елемент не входить до складу державок. Але при цьому треба брати до уваги, що таке структурне представлення показує розуміння процесу компонування. Позичування прутка і його обертовий рух при обробці є важливими при синтезі компонувальних схем державок.

3.3. Схеми формування зрізу та умови роботи державок

Для детального дослідження кінематичних особливості багаторіцевих державок регулюючого типу при токарній обробці дослідимо формування зрізів лезами різальних елементів. Зауважимо, що рухомість різців в напрямку подачі у системі компенсації навантажень, а отже, вирівнювання миттєвих подач цих елементів істотним чином впливає на зміни відповідних товщини зрізу.

При цьому різання із кінематичним між інструментальним зв'язком (КМІЗ) може відбуватися за рахунок методів, що передбачають поділ:

- подачі,
- глибини різання,
- об'єму зрізаного матеріалу,

а також комбінації вказаних методів. При цьому таке різання може забезпечувати подрібнення стружки, в тому числі зливної.

Найбільш широко використовуваними є схеми методу поділу подачі (рис. 3.1,а). Окремо вирізняється метод поділу глибини різання (рис. 3.1,б). Важливою для суміщеної обробки внутрішніх та зовнішніх поверхонь є схема поділу об'єму зрізаного шару (рис. 3.1,в)..

Можливим при комбінованому різанні є поєднання методів формування зрізаного шару.

Зрозуміло, що якщо детально розглядати процес, то побачимо, що як метод поділу глибини різання, так і поділ об'єму зрізаного матеріалу є також комбінованими методами, бо регулюючі державки обов'язково передбачаю поділ подачі.

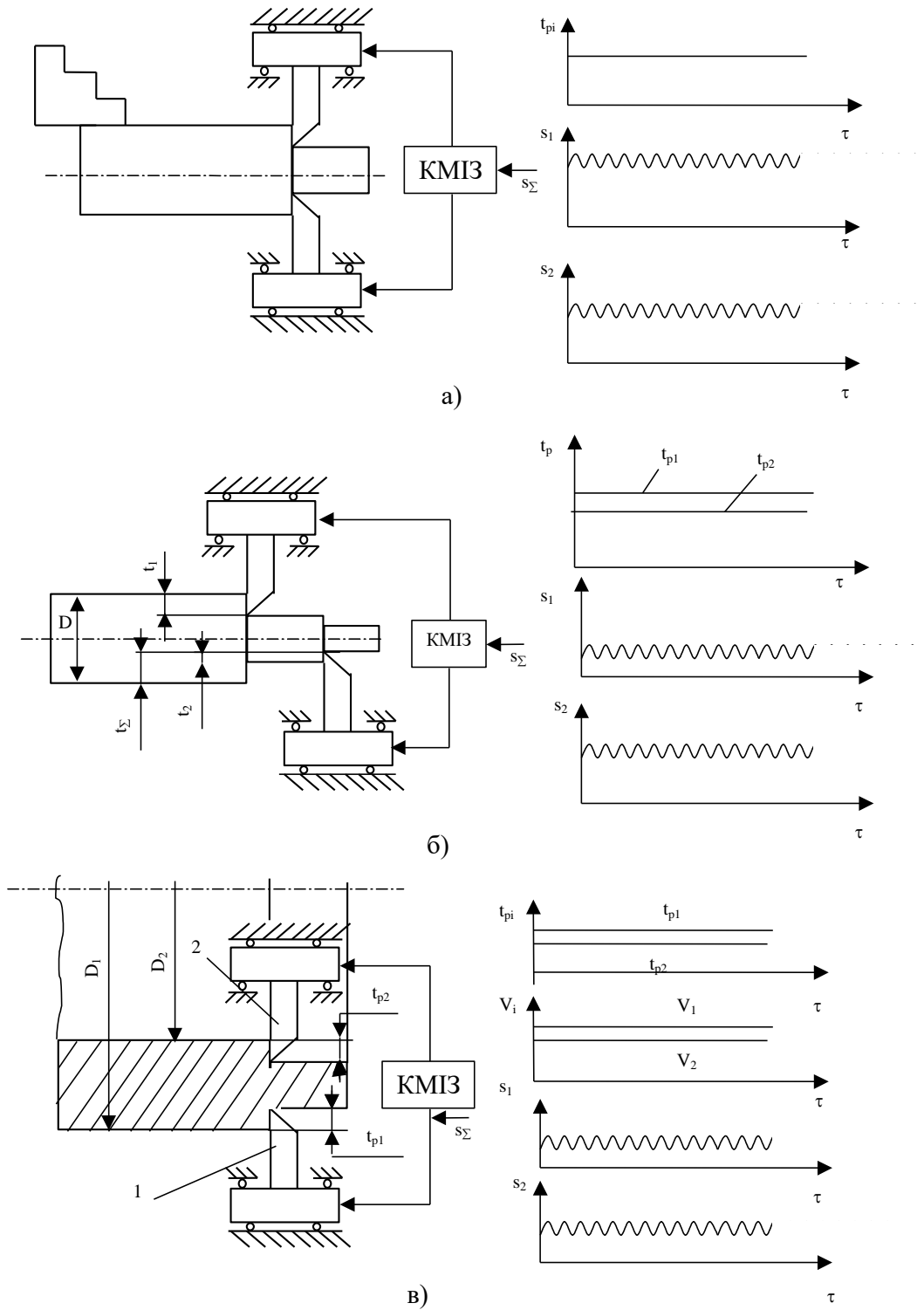


Рисунок 3.1 – Схеми формування зрізаного шару при токарній обробці з допомогою регулюючих державок: а) за методом поділу подачі; б) за методом поділу глибини різання; в) методом поділу об'єму зрізу

Розглянемо детальніше сутність зазначених методів на прикладі токарної обробки.

Якщо розглядати виключно метод поділу подачі, то за умови різання дворізцевими державками припуск між різальними лезами не поділяється, тобто виконується умова: $t_{p1}=t_{p2}=t_p$ (де 1 і 2 – індекси, що стосуються окремих різців, а t_p – глибина різання на кожному із різців). При цьому сума миттєвих падач є постійною величиною (звичайно, в практичних межах), тобто:

$$s_1 + s_2 = s_{\Sigma} \quad (3.1)$$

При цьому s_{Σ} дорівнює загальній подачі супорта, який несе державку. В результаті регулювання поздовжніх рухів різців в процесі обробки регулюючою державкою вдається розмістити різальні леза елементів державки в одному перерізі зрізу. Такий ефект є визначальною характеристикою такого регулятора компенсує чого типу, який закладений конструкцією вказаної державки.

Таким чином, якщо при паралельному дворізцевому точінні у державці обидва різці 1 та 2 встановлюють симетрично по периметру прутка на рівній відстані від лінії центрів верстату-автомату і в одній площині, що є перпендикулярною до осі оброблюваної деталі, то виявляється, що при усталеному режимі різання подача на окремих різців однакові і дорівнюють величині $s_{\Sigma}/2$. У випадку поточної зміни умов різання в процесі оброблення завдяки автоматичному регулюванню величин осьових складових сил різання (їх вирівнюванню між собою) миттєві подачі різців змінюватимуться певним чином, але при цьому їх сума залишатиметься постійною (як вказано у залежності (1)). Проведений аналіз доводить, що метод поділу подачі, який застосовується у регулюючій державці, здатен створювати умови для компенсації радіальних складових сил різання. Ці зусилля, що деформують пруток – вирівнюються. При цьому, дворізцева регулююча державка дозволяє вдвічі збільшити сумарну подачу порівняно із обробкою одним різцем. Отже, це таким самим чином впливає і на зростання продуктивності різання.

Розглянемо інший метод обробки при використанні державок – а саме методом поділу глибини різання. У цьому випадку поділу між різальними лезами різців підлягає не лише подача – миттєві значення s_1 і s_2 не є однаковими за величиною, хоча при цьому $\sum s_i = \text{const}$, але й власне припуск. Так розглянемо роботу державки при паралельному дворізвому точінні (рис.3.1, б). У державці різці на обробку діаметрів d_1 та d_2 виставляють на глибини t_{p1} і t_{p2} , що стосуються різців 1 і 2. Ці глибини є складовими частинами загального припуску t_p . Можна показати, що вказані глибини різання потрібно визначати із тієї умови, що осьові компоненти сил на різцях виявляються однаковими, тобто за формулами:

$$t_{p1} = t_p \frac{\alpha}{1+\alpha} \qquad t_{p2} = t_p \frac{1}{\alpha} \qquad (3.2)$$

де відповідно до відомих формул [] з врахуванням відповідних ступеневих залежностей можна визначити, що коефіцієнт поділу глибин різання $\alpha = \sqrt[3]{\frac{d_1}{d_1 - 1,052t_p}}$, – для сталей і $\alpha=1$ – для чавунів.

Розглянемо тепер використання методом різання за поділом об'єму зрізаного матеріалу. Така обробка при використанні дворізцевої системи із регулюванням передбачає, що загальний об'єм зрізаного шару $V_{\Sigma} = \text{const}$ розподіляється миттєво між різцями ($V_1 + V_2 = V_{\Sigma}$) за рахунок відповідного поділу подачі ($\sum s_i = s_{\Sigma} = \text{const}$), зокрема, за умови рівності глибин різання на різцях ($\sum t_{ip} = \text{const}$). Наприклад, розглянемо випадок паралельної дворізцевої обробки (рис. 3.1, в). При цьому одночасно обробляється одразу ж як зовнішня поверхня деталі (здійснюється процесі точіння), так і внутрішня поверхня отвору заготовки (процес розточування). Отже, бачимо, що різальними лезами обох різців знімаються різні шари матеріалу, власне із розділених просторово поверхонь. При цьому виявляється, що між елементами окремих різальних інструментів розподіляється сумарний об'єм матеріалу, який знімається.

Розглянемо детальніше як при цьому формується структура зрізу.

Зрозуміло, що різальні інструменти 1 і 2 виставляються на обробку зовнішнього D_1 і внутрішнього D_2 діаметрів заготовки. При цьому токарний різець 1 і розточний різець 2 налагоджуються на обробку глибин різання t_{p1} і t_{p2} . Очевидно, що загальна подача супорта s_Σ розподіляється між різцями 1 і 2 завдяки компенсую чому впливу регулюючої токарної державки..

Будемо мати на увазі, що подібно до описаного методу поділу глибини різання, приходимо до аналогічно отриманого співвідношення між глибинами різання, що стосуються окремих різців:

$$\left(\frac{t_{p2}}{t_{p1}}\right)^{x_{px}} = \beta \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^{n_x} \quad \beta = \frac{K_{x1}}{K_{x2}} \quad (3.3)$$

де β – коефіцієнт розподілу, K_{x1} та K_{x2} – поправочні коефіцієнти, щодо відмінностей у геометрії різці прохідного 1 і різця розточного 2, а величини x_{px} та n_x – відомі [] показники ступенві при відповідно глибині різання і швидкості різання у формулі для осьового зусилля.

Врахуємо співвідношення $D_1 = D_2 + 2t$ і наближено приймемо, що $x_{px} = 1$. Також введемо позначення $\xi = 2t/D_2$.

Тоді можемо отримати аналогічні і повністю еквівалентні до рівнянь (3.2) вирази для налагодження процесу різання за методом обробки поділом об'єму зрізуваного шару заготовки.

Проте зауважимо, що для цієї формули (3.2) щодо поділу об'єму зрізу матимемо, що $\alpha = \beta(1 + \xi)^{n_x}$, причому

$$\text{для сталей можна записати, що } \alpha = \beta \sqrt[3]{1 + \xi},$$

$$\text{а для чавунів } - \alpha = \beta.$$

Зазначені виклидки дозволяють бачити, що наявне у дворізцевих державках регулювання в процесі обробки дозволяє взаємоузгоджувати миттєві значення подач окремих різців між собою. В загальному при збільшенні подачі одного із лез на Δs , миттєва подача іншого різця зменшиться на цю ж величину Δs .

Якщо ж розглядати випадок трилезової обробки, тобачимо, що при миттєвому збільшені подачі одного різця на величину Δs , подачі двох інших перерозподіляться таким чином, що зменшаться на $\Delta s/2$, а в загальному випадку матиме місце рівність:

$$\overline{\Delta s_1} + \overline{\Delta s_2} + \overline{\Delta s_3} = 0.$$

Зазначимо умови роботи дворізцевих державок верстатів-автоматів, зважаючи зокрема на дію тангенціальних сил різання P_{z1} і P_{z2} .

Ці умови можна сформулювати, якщо використати відомі залежності [НагЛуц]. Відповідні залежності можна звести до наступної системи нерівностей:

$$\begin{aligned} P_{x1} + P_{x2} &< P_{оскр}; \\ (P_{z1} + P_{z2}) \frac{d_{обр}}{2} &< T_{кр}; \\ (P_{z1} + P_{z2}) \frac{d_{обр}}{2} &< T_{зат}; \\ N_{д}\eta &> (P_{z1} + P_{z2}) \frac{v}{60}, \end{aligned} \tag{3.4}$$

де $P_{оскр}$ – критичне осьове зусилля, при якому деталь можливо втратить стійкість;

$d_{обр}$ – діаметр обробки;

$T_{кр}$ – допустимий момент кручення для державки;

$T_{зат}$ – момент затиску прутка в патроні;

$N_{д}$ – потужність електродвигуна;

η – коефіцієнт корисної дії приводу;

v – швидкість різання в м/хв.

3.4. Математична модель кінематичних характеристик - зміни подач різців державок

Розглянемо детальніше кінематичні особливості елементів державок при дворізцевій обробці із компенсацією радіальних деформацій прутка. Такі кінематичні характеристики пов'язані із формуванням зрізаного шару заготовки, що знімається різцями, у окремих випадках, які безпосередньо мають місце при дворізцевій обробці із використанням регулюючих державок.

При цьому, якщо аналізувати відповідні глибини різання на різцях, то при симетричному дворізцевому точінні вони виявляються однаковими, тобто рівними між собою:

$$t_{p1} = t_{p2} = t_{pi}.$$

Навіть враховуючи величини t_{pn} – постійної складової глибини різання різців і t_{pz} – змінної складова глибини різання, яка зумовлена радіальним биттям прутка, бачимо, що внаслідок симетричності процесу:

$$t_{pi} = t_{pn} + t_{pz} \cos(2\omega\tau),$$

де ω – кутова швидкість обертання прутка; τ – час.

Відповідно, внаслідок рівності глибин, подачі різання окремих різців також виявляються однаковими, тобто

$$s_1 = s_2 = s_y = s_n/2,$$

s_y – усталене значення подачі різців; s_n – загальна подача супорта верстату.

Якщо ж розглядати три різцеву обробку аналогічної заготовки, то картина істотно зміниться. При цьому глибини різання на окремих різцях можна записати у вигляді:

$$t_{p1} = t_{pn} + t_{pz} \cos[2(\omega\tau)];$$

$$t_{p2} = t_{pn} + t_{pz} \cos[2(\omega\tau + \frac{2\pi}{3})];$$

$$t_{p3} = t_{pn} + t_{pz} \cos[2(\omega\tau + \frac{4\pi}{3})]$$

Подачі різців у цьому випадку знаходять, використовуючи систему рівнянь:

$$\begin{aligned} t_{p1}s_1^y &= t_{p2}s_2^y = t_{p3}s_3^y \\ s_1 + s_2 + s_3 &= 3s_y = s_{\Pi} \end{aligned} \quad (3.5)$$

Тепер розглянемо обробку прутка, що має неправильну циліндричну форму поперечного перерізу (зокрема, внаслідок похибок калібрування). Припустимо, що ця форма наближена до тригранника.

Знайдемо значення глибин різання для різців у випадку обробки державкою із 2 інструментами. Тоді для різців, розміщених по обидва боки прутка, відповідні глибини різання запишемо так:

$$\begin{aligned} t_{p1} &= t_{p\Pi} + t_{p3} \cos[3(\omega\tau)]; \\ t_{p2} &= t_{p\Pi} + t_{p3} \cos[3(\omega\tau + \pi)] = t_{p\Pi} - t_{p3} \cos[3(\omega\tau)] \end{aligned}$$

Для більшості випадків обробки сталей при точінні [Кос] є чинним те, що $y=0,5$. Також введемо позначення $\alpha=t_{p3}/t_{p\Pi}$.

Тоді відповідно, матимемо таке співвідношення подач:

$$\left(\frac{s_1}{s_2}\right)^y = \frac{1 - \alpha \cos(3\omega\tau)}{1 + \alpha \cos(3\omega\tau)}$$

Або

$$\frac{s_1}{s_2} = \left[\frac{1 - \alpha \cos(3\omega\tau)}{1 + \alpha \cos(3\omega\tau)} \right]^2$$

Що дає можливість отримати власне значення окремих подач різців. Так, знаючи що при обробці 2 різцями смарна подача дорівнює $s_1+s_2=2s_y$, значення миттєвих подач визначатимуться таким чином:

$$\begin{aligned} s_1 &= \frac{2s_y}{1 + \left[\frac{1 + \alpha \cos(3\omega\tau)}{1 - \alpha \cos(3\omega\tau)} \right]^2} \\ s_2 &= \frac{2s_y}{1 + \left[\frac{1 - \alpha \cos(3\omega\tau)}{1 + \alpha \cos(3\omega\tau)} \right]^2} \end{aligned}$$

Іншою буде картина кінематичних характеристики при три різцевій обробці для випадку точіння заготовки, близької по формі до тригранника. Тоді значення глибин різання:

$$t_{p1} = t_{p2} = t_{p3} = t_{pн} + t_{pз} \cos(3\omega\tau);$$

$$s_1 = s_2 = s_3 = \frac{s_{п}}{3}.$$

Тепер припустимо, що заготовка (пруток) закріплена у шпинделі (цанговому патроні) з певною похибкою. Тобто ми фіксуємо наявність ексцентриситету величиною $t_{pз}$. Тоді, матимемо, що глибини різання різальних елементів при обробці 2 різцями 1 і 2 становлять:

$$t_{p1} = t_{pн} + t_{pз} \cos(\omega\tau);$$

$$t_{p2} = t_{pн} - t_{pз} \cos(\omega\tau).$$

Враховуючи викладене раніше, бачимо, що миттєві подачі різців при наявності ексцентриситету заготовки дорівнюють:

$$s_1 = \frac{2s_y}{1 + \left[\frac{1 + \alpha \cos(\omega\tau)}{1 - \alpha \cos(\omega\tau)} \right]^2}$$

$$s_2 = \frac{2s_y}{1 + \left[\frac{1 - \alpha \cos(\omega\tau)}{1 + \alpha \cos(\omega\tau)} \right]^2}$$

Спробуємо узагальнити виведені формули для випадку n-лезової обробки. У якості форми деталі виступає переріз вигляду k-гранника. При цьому матимемо узагальнені формули щодо глибин різання ($i=1, 2, \dots, n$):

$$t_{pi} = t_{pн} + t_{pз} \cos\left[k(\omega\tau + (i-1)\frac{2\pi}{n})\right]$$

Відповідно матимемо систему рівнянь для визначення значень миттєвих подач:

$$\left(\frac{s_1}{s_i}\right)^y = \frac{t_{pi}}{t_{p1}}$$

$$s_1 + \sum_{i=2}^n s_i = ns_y$$

Отже, маємо можливість отримати величини подач різців:

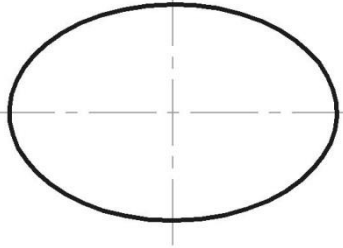
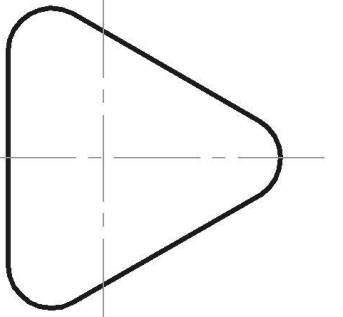
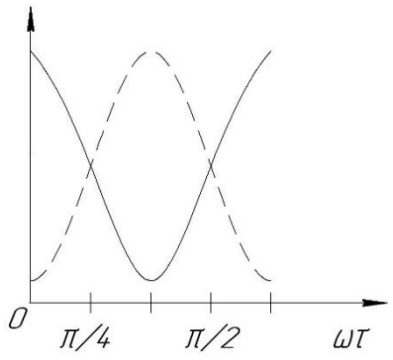
$$s_i = \left(\frac{t_{p1}}{t_{pi}}\right)^{\frac{1}{y}} s_1$$

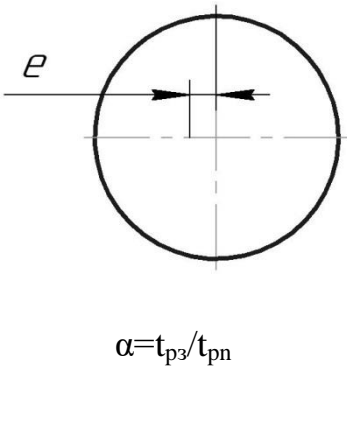
$$s_i \left[1 + \sum_{i=2}^n \left(\frac{t_{p1}}{t_{pi}}\right)^{\frac{1}{y}}\right] = n s_y$$

Відповідно зведемо отримані дані при моделюванні вказаних випадків у табл. 3.2.

Таблиця 3.2

Кінематичні характеристики при роботі регулюючих державок із 2 різцями

| Умовний ескіз заготовки | Глибина різання | Миттєві подачі окремих різців |
|--|---|---|
| 1 | 2 | 3 |
|  <p style="text-align: center;">$\alpha = t_{p3}/t_{pn}$</p> | $t_{p1} = t_{pn} + t_{p3} \cdot \cos(2\omega\tau)$ $t_{p2} = t_{pn} + t_{p3} \cdot \cos(2\omega\tau)$ | $s_1 = s_y$ $s_2 = s_y$ |
|  <p style="text-align: center;">$\alpha = t_{p3}/t_{pn}$</p> | $t_{p1} = t_{pn} + t_{p3} \cdot \cos[3(\omega\tau)]$ $t_{p2} = t_{pn} - t_{p3} \cdot \cos[3(\omega\tau)]$ |  |

| | | |
|--|---|---|
|  <p style="text-align: center;">$\alpha = t_{p3}/t_{pn}$</p> | $t_{p1} = t_{pn} + t_{p3} \cdot \cos(\omega\tau)$ $t_{p1} = t_{pn} - t_{p3} \cdot \cos(\omega\tau)$ | $s_1 = \frac{2s_y}{1 + \left[\frac{1 + \alpha \cos(\omega\tau)}{1 - \alpha \cos(\omega\tau)} \right]^2}$ $s_2 = \frac{2s_y}{1 + \left[\frac{1 - \alpha \cos(\omega\tau)}{1 + \alpha \cos(\omega\tau)} \right]^2}$ |
|--|---|---|

Отримані кінематичні особливості є необхідною умовою для уточнення техніко-економічних характеристик процесу різання.

3.5. Побудова графічних залежностей кінематичних характеристик

Спочатку побудуємо часові залежності зміни кінематичних характеристик (подач) при різанні дворізцевими державками.

При цьому зупинимось на випадку обробки прутка, форма перерізу якого близька до тригранника.

Програма в середовищі MathCAD [29] для цього випадку матиме вигляд, зображений на рис. 3.2.

Вхідними даними при цьому є $\alpha=0,2$; $n=500$ об/хв.; усталене значення подачі $s=0,4$ мм/об.

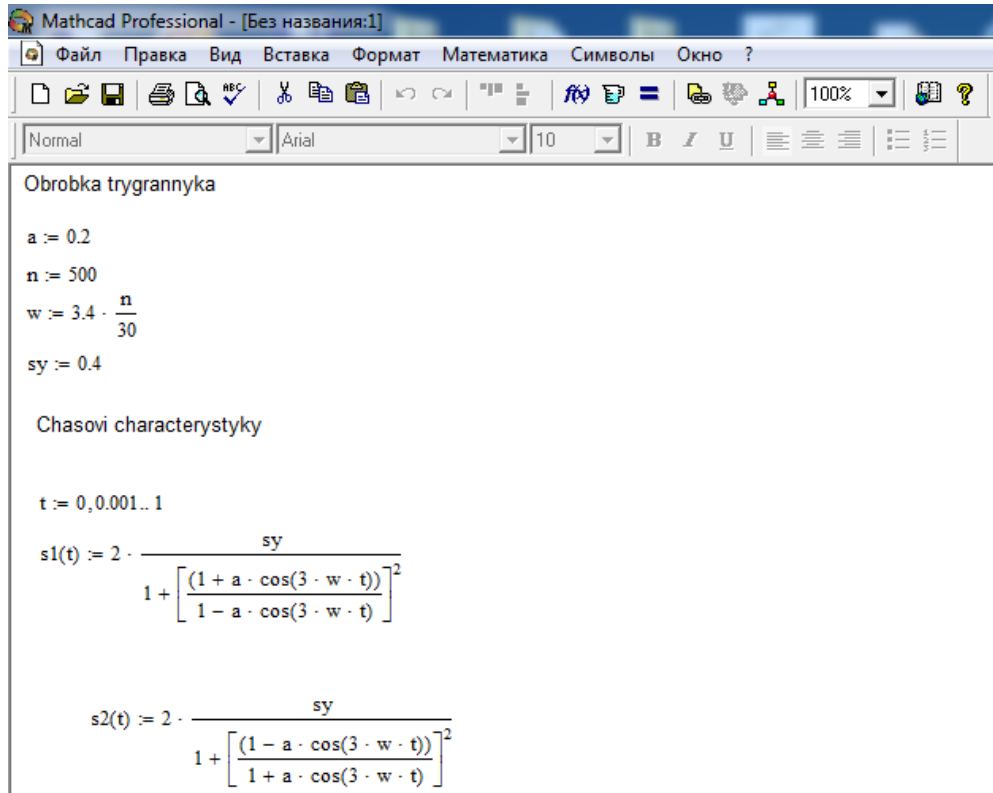


Рисунок 3.2 – Програма зміни кінематичних характеристик обробки в часі

Для вказаних даних побудуємо відповідні графічні залежності (рис. 3.3).

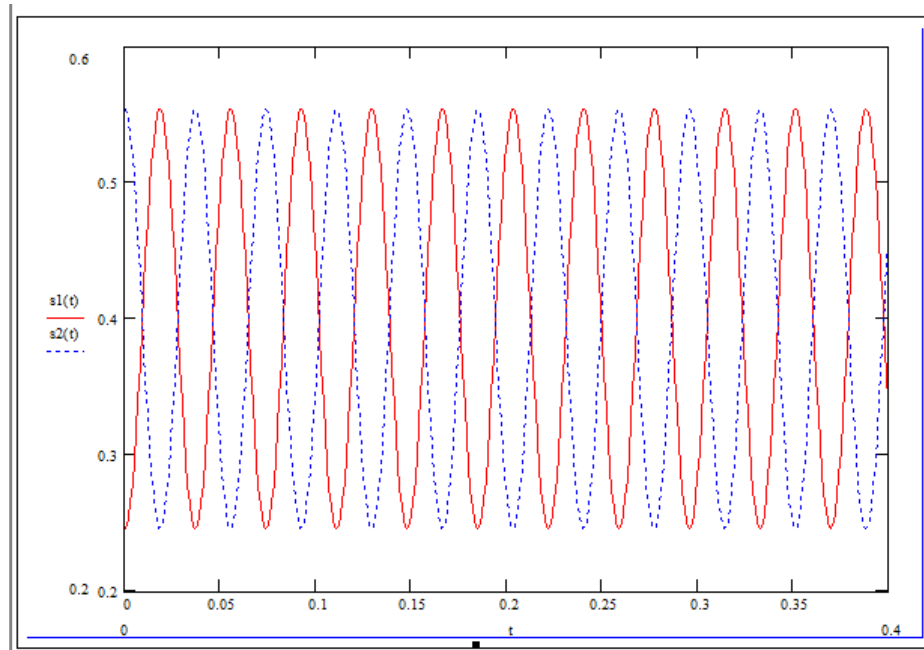


Рисунок 3.3 – Вигляд графічних залежностей зміни у часі кінематичних характеристик обробки дворізцевими державками заготовки типу 3-гранника

Важливим є дослідження співвідношення подач при обробці 2-різцевою державкою.

При цьому скористаємось залежністю

$$\delta = \frac{s_1}{s_2} = \left[\frac{1 - \alpha \cos(3\omega\tau)}{1 + \alpha \cos(3\omega\tau)} \right]^2$$

де величина δ власне характеризує вказане співвідношення.

Шукану величину δ відносних змін кінематичних характеристик графічно зобразимо в часі для трьох значень співвідношень змінної і усталеної величин глибин різання $\alpha=0,08; 0,1, 0,15$.

Такі отримані графіки представлені на рис. 3.4.

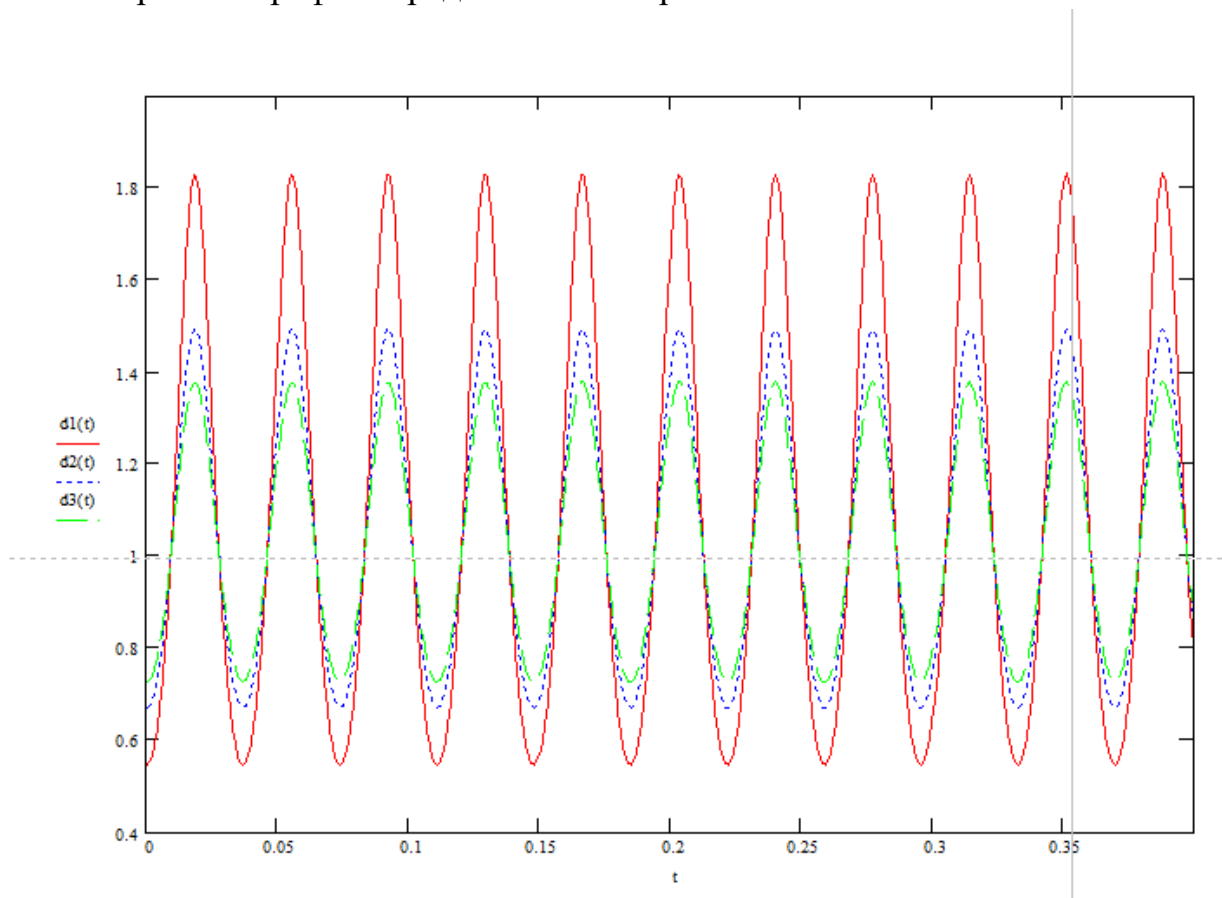


Рисунок 3.4 – Відносні δ зміни кінематичних характеристик у часі

Важливим є також дослідження співвідношень кінематичних характеристик при обробці 2-різцевою державкою заготовки із похибкою форми у вигляді тригранника.

Для визначення такої зміни скористаємось формулою $\Delta s = s_1 - s_2$.

Позначимо

$$\delta_1 = \frac{s_1}{s_2} = \left[\frac{1 - \alpha \cos(3\omega\tau)}{1 + \alpha \cos(3\omega\tau)} \right]^2, \quad \delta_2 = \frac{s_2}{s_1} = \left[\frac{1 + \alpha \cos(3\omega\tau)}{1 - \alpha \cos(3\omega\tau)} \right]^2,$$

Тоді матимемо, що

$$A = \Delta s = 2s_y \left[\frac{1}{1 + \delta_1^2} - \frac{1}{1 + \delta_2^2} \right],$$

Результати такого розрахунку показані на рис. 3.5.

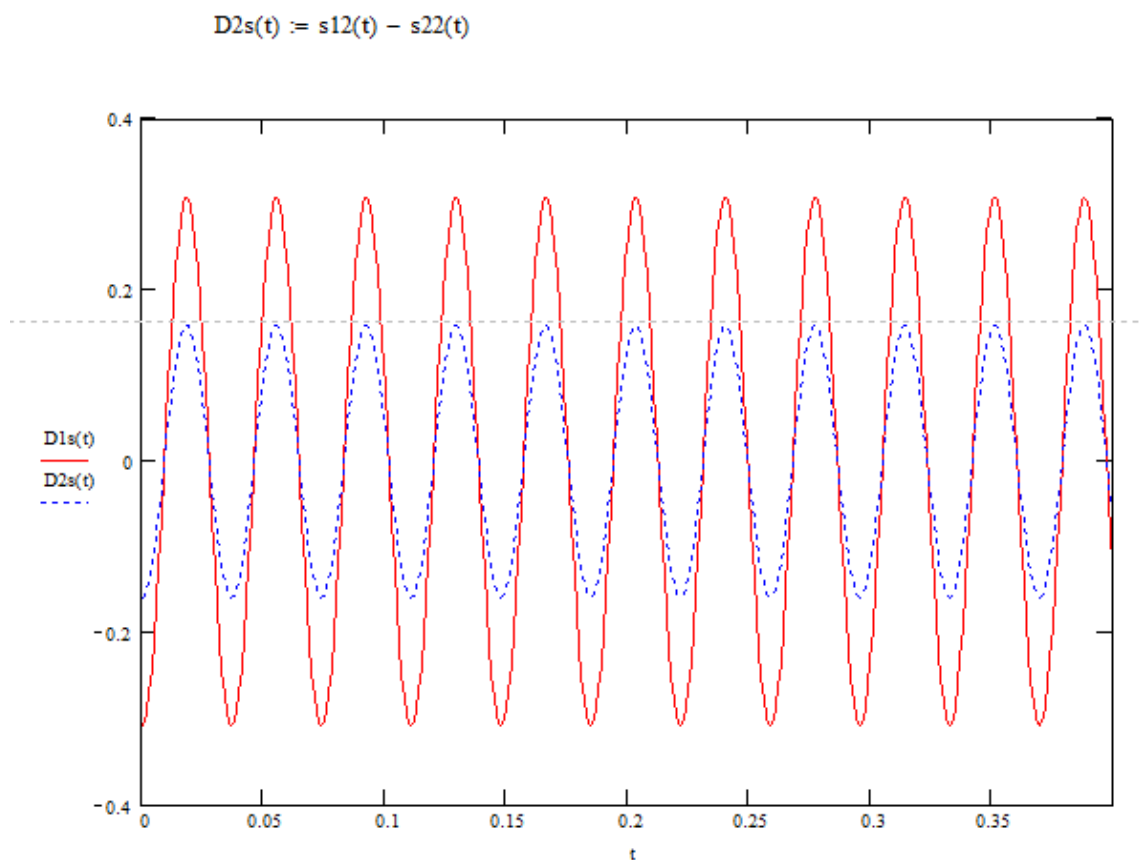


Рисунок 3.5 – Графіки зміни різниць подач різальних лез при 2-різцевій обробці деталі типу 3-гранника

Тепер перейдемо до випадку обробки деталі із похибкою ексцентриситету e при використанні дворізцевої регулюючої державки.

Програма розрахунку зміни подач в часі приведена на рис. 3.6.

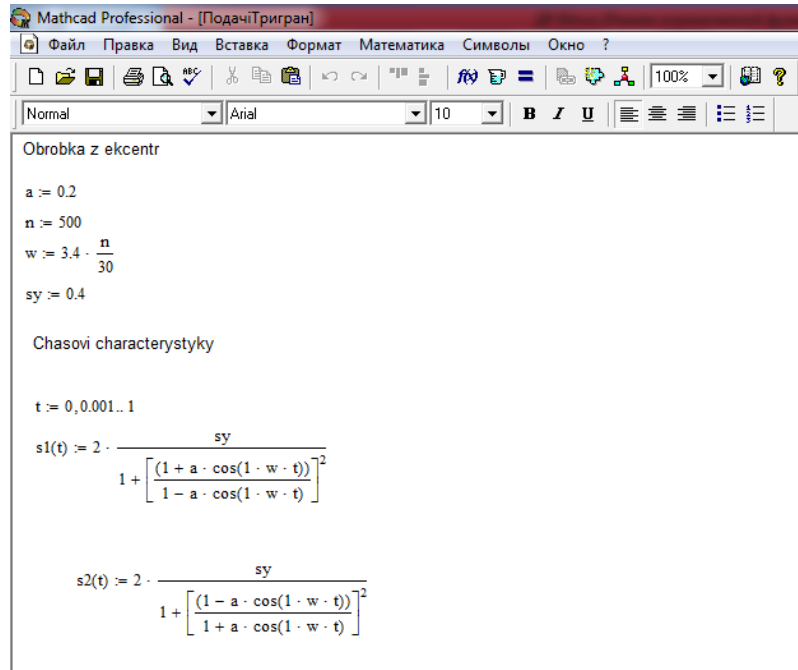


Рисунок 3.6 – Програма розрахунку зміни подачі

Результати зміни кінематичних характеристик (подач) у часі наведено на рис. 3.7.

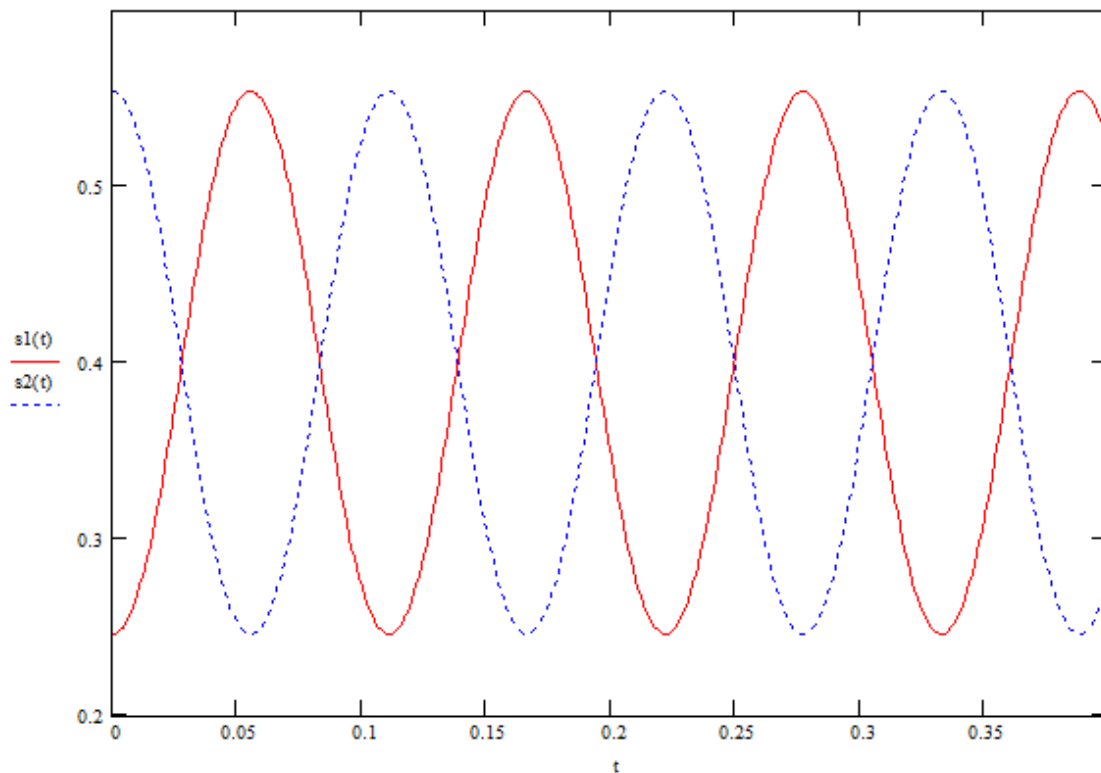


Рисунок 3.7 – Змінні подачі при обробці дворізевою державкою деталей із навністю ексцентриситетету

Щодо відносних величин кінематичних характеристик, то отримаємо таку картину (рис. 3.8).

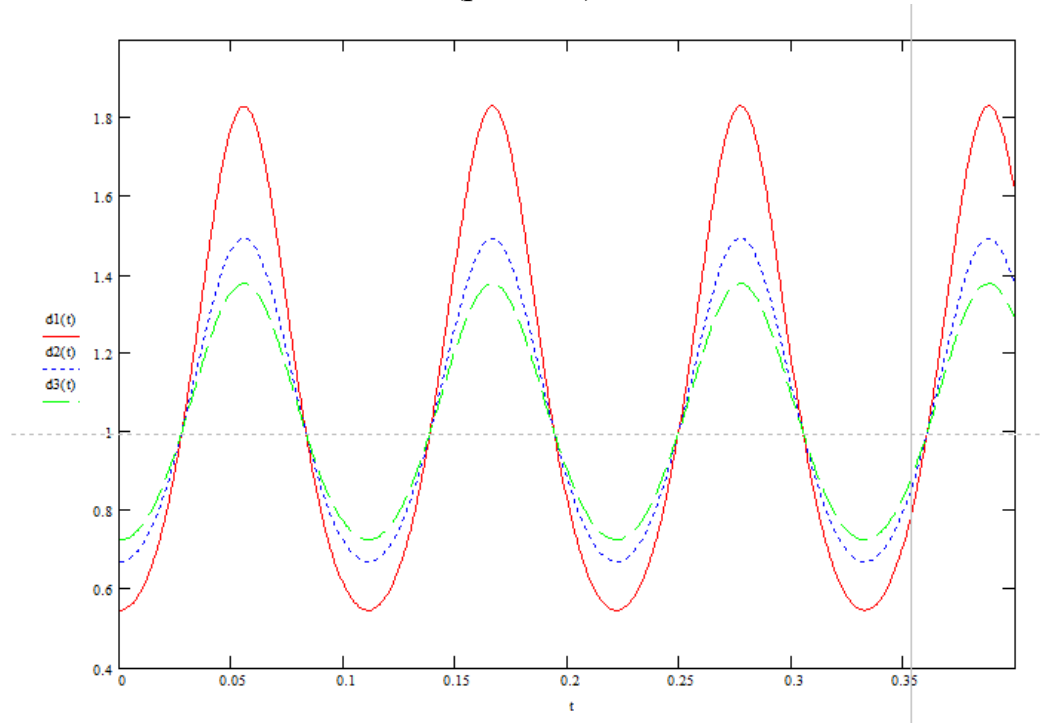


Рисунок 3.8 – Відносна зміна кінематичних характеристик при обробці деталі із похибкою ексцентриситету

Результати зміни різниць подач показані на рис. 3.9

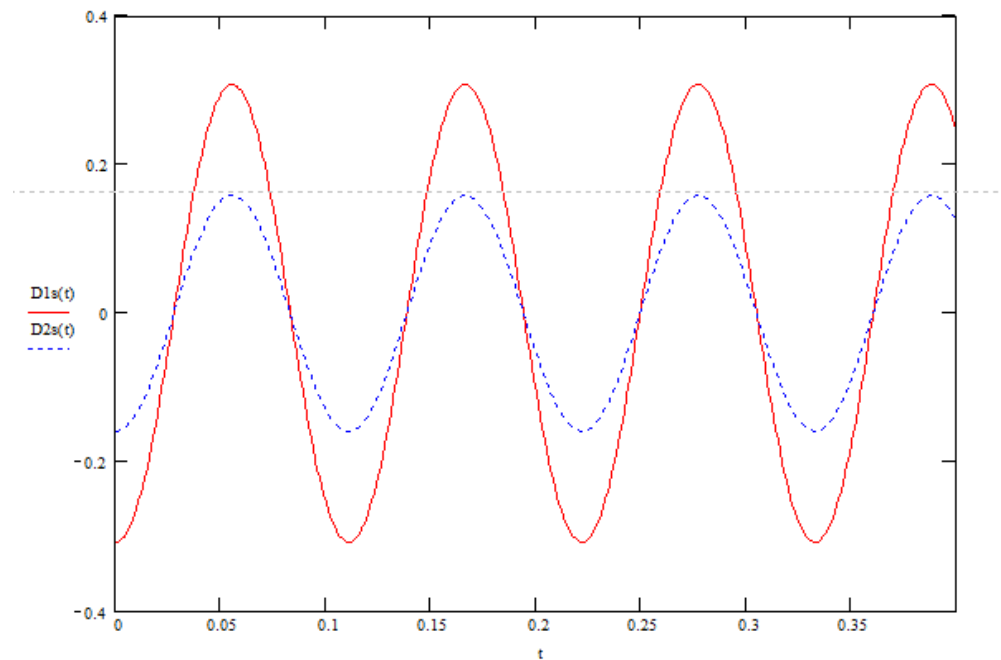


Рисунок 3.9 – Зміни різниць осевих подач різальних елементів при обробці заготовки із похибкою ексцентриситету

Отже, можна побудувати залежність максимальних і мінімальних амплітуд коливань величин δ у випадках обробки деталі типу 3-гранника чи при наявності ексцентриситету. Виявляється, що ці величини є однаковими для обох видів обробки і представляють собою лінійні залежності (рис. 3.10).

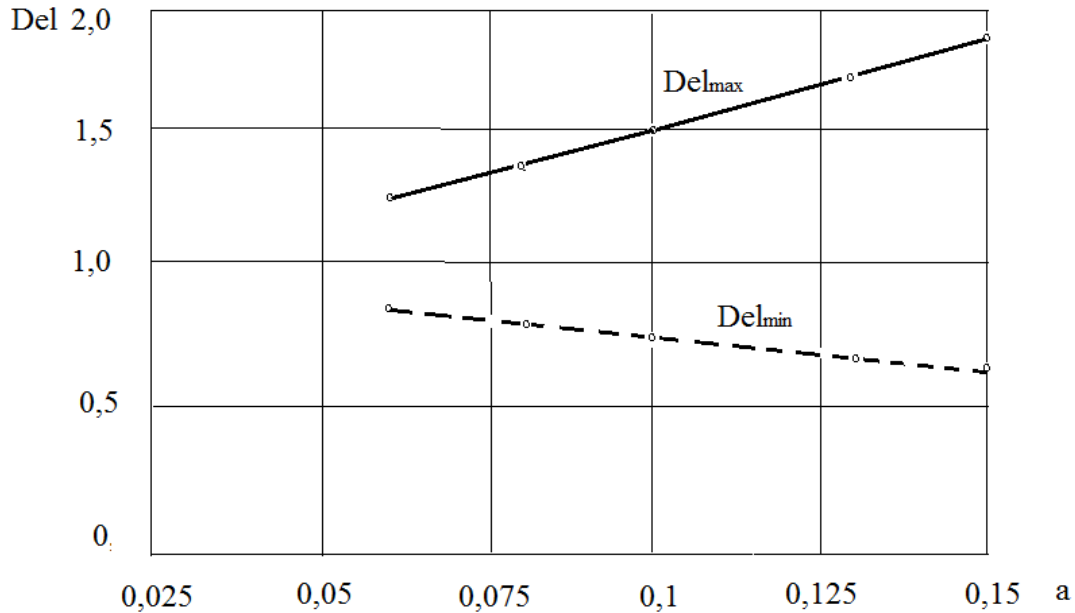


Рисунок 3.10 – Залежності екстремальних значень δ від a .

При цьому легко показати, що

$$Del_{\max} = 5,887a + 0,927 \quad \text{і} \quad Del_{\min} = -2,25a + 0,925.$$

3.6. Техніко-економічна ефективність прийнятих рішень

Існують різні методи співставлення економічності варіантів технологічних процесів [1], які в багатьох випадках базуються на порівнянні собівартості обробки заготовок, які відображають затрати праці на їх виготовлення. Щодо використання токарно-револьверних верстатів, то рішення про їх використання може бути прийнятим на основі проведення відповідного техніко-економічного аналізу [10,31]. Такий аналіз полягає у співставленні існуючого технологічного процесу обробки деталі з технологічним процесом на токарно-револьверному верстаті. Існує ряд методик проведення такого співставлення, серед них найбільш застосовувані приведені у керівництві [32].

Дані методики пропонують ряд оціночних залежностей. Так, економічний ефект від виробництва, а також використання одного токарно-револьверного верстату за весь термін його служби в роках визначається такою формулою:

$$E_{\text{код}} = C_1 \beta \frac{A_1 + 0,15}{A_2 + 0,15} + \frac{(P_1 - P_2) - 0,15(K_2 - K_1)}{A_2 + 0,15} - C_2,$$

де C_1 і C_2 – оптові ціни базового і нового верстатів; β – коефіцієнт зведення, який дорівнює співвідношенню річного випуску деталей, що вироблені при використанні нового і базового верстатів; A_1 і A_2 – доля амортизаційних відрахувань від балансової вартості на повне відновлення базового і нового верстатів; P_1 і P_2 – річні експлуатаційні витрати при використанні базового і нового верстатів з розрахунку на річний обсяг продукції, що виробляється з допомогою нового верстату; K_1 і K_2 – супутні капітальні вкладення (без вартості верстату) при використанні базового і нового верстатів з розрахунку на річний обсяг продукції, що виробляється з допомогою нового верстату. У формілі використане значення нормативного коефіцієнту капітальних вкладень, що дорівнює 0,15. Оскільки в більшості випадків $A_1=A_2$, то можемо отримати, що:

$$E_{\text{код}} = C_1 \beta + \frac{(P_1 - P_2) - 0,15(K_2 - K_1)}{A_2 + 0,15} - C_2.$$

Розрахунок економічного ефекту проводиться на основі вихідних даних стосовно деталей-представників і відповідно до верстатів варіантів, що порівнюються для умов заданої серійності виробництва.

Стосовно токарно-револьверних верстатів важливим є визначення допоміжних показників, серед яких найбільш істотним коефіцієнт зростання продуктивності.

Оцінимо техніко-економічну ефективність модернізації пропонованого верстату саме за цим показником.

Коефіцієнт зростання продуктивності нового верстату порівняно з базовим Y відзначається відношенням штучноо часу обробки комплекту деталей представників на базовому і новому верстатах. При цьому застосуємо формулу [31]:

$$Y = \frac{\sum_{i=1}^{\lambda} t_{шт1i} M_i}{\sum_{i=1}^{\lambda} t_{шт2i} M_i},$$

де $t_{шт1i}$ - середній штучний час обробки i -ої деталі на базовому верстаті; $t_{шт2i}$ - середній штучний час обробки i -ої деталі на новому верстаті; M_i - статистична вага i -ої деталі за трудомісткістю в долях одиниці; λ – кількість деталей представників.

При цьому вважається відомим і прийнятним [], що норма штучного часу $t_{шт}$ – складається із основного (технологічного) часу t_o ; допоміжного часу t_d , часу $t_{об}$, що затрачається на обслуговування робочого місця, особисті потреби і відпочинок.

Для порівняльно аналізу використаємо характеристики деталей-представників (табл. 2.2).

Результати аналізу зведемо у таблицю 3.4, згрупувавши величини норм штучного часу для різних деталей-представників

Таблиця 3.4

Результати розрахунку величин штучного часу

| Деталь | Норма штучного часу, хв | | Статистична вага M_i | Середній штучний час, хв | |
|--------|-----------------------------|---------------------------|------------------------|--------------------------------|------------------------------|
| | базовий верстат, $t_{шт1i}$ | новий верстат, $t_{шт2i}$ | | базовий верстат, $t_{шт1i}M_i$ | новий верстат, $t_{шт2i}M_i$ |
| 1 | 4,2 | 3,6 | 0,25 | 1,05 | 0,9 |
| 2 | 3,8 | 3,4 | 0,25 | 0,95 | 0,85 |
| 3 | 4,2 | 3,8 | 0,25 | 1,05 | 0,95 |
| 4 | 3,4 | 3,1 | 0,25 | 0,85 | 0,78 |
| Всього | | | | 3,9 | 3,48 |

В результаті підвищення точності і продуктивності обробки при використанні дворізцевих державок і здійснення інших заходів модернізації верстату, зокрема застосування приводу безступеневого регулювання отримуємо величину $Y=3,9/3,48=1,12$, що підтверджує техніко-економічну обґрунтованість прийнятих дослідно-конструкторських рішень.

3.7. Обговорення та аналіз отриманих результатів* (*оприлюднені результати досліджень подаються в додатках)

1. Аналіз результатів інформаційно-патентних досліджень показав, що для зменшення деформацій заготовок при обробці на токарних автоматах, а також відповідного покращення якості оброблюваних деталей доцільно застосовувати дворізцеві державки із регулюванням під час роботи.

2. У відповідності із розробленою послідовністю виконання досліджень для верстатів-автоматів обґрунтовані і розроблені компоновочні схеми конструкцій регулюючих державок. Опис структурно-логічних моделей таких конструкцій формалізовано на основі використання направлених графів.

3. В результаті аналізу умов роботи регулюючих державок при точінні на верстатах-автоматах диференційовані схеми формування товщин зрізу оброблюваного матеріалу різцями регулюючих державок.

4. На основі визначення закономірностей розподілу миттєвих значень подач окремих різців при обробці встановлені кінематичні особливості роботи регулюючих токарних державок в умовах кінематичного збудження внаслідок різання заготовок: овального типу, типу тригранника, закріплених з ексцентриситетом.

5. З допомогою виведених аналітичних залежностей щодо кінематичних особливостей роботи регулюючих державок побудовані графіки зміни миттєвих подач різальних елементів державок.

6. Залежно від співвідношень змінної і усталеної величин глибин різання для різних випадків кінематичних збурень отримані характерні закономірності відносної зміни амплітуд подач при обробці.

7. Визначений техніко-економічний показник зростання продуктивності обробки в результаті використання регулюючих державок і безступеневого приводу. Його значення для проаналізованих варіантів складає 1,12.

Окремі результати оприлюднені і у матеріалах науково-технічної конференції студентів(див. додаток).

4. Охорона праці і безпека життєдіяльності

4.1. Загальні вимоги з охорони праці при роботі на автоматах, напівавтоматах та інших верстатах

Загальні вимоги охорони праці щодо металорізальних верстатів визначені у державних стандартах. Поряд з цим додаткові вимоги, які визначаються особливостями конструкцій окремих груп металорізальних верстатів та умов їх експлуатації, містяться у нормативно-технічній документації верстатів.

Велика увага приділяється захисним пристроям, які огорожують зону обробки. Ці пристрої повинні захищати оператора верстату від стружки, що відділяється від заготовки, а також змащувально-охолоджувальної рідини (ЗОР). Конструкція вказаних захисних пристроїв не повинна впливати на технологічні можливості верстата чи обмежувати їх, або ж викликати якісь незручності при роботі, включно із налагодженням чи прибиранням верстату. При відкриванні захисних кришок підлога цеху не повинна забруднюватись змащувально-охолоджувальною рідиною. Кріплення захисних пристроїв у всіх випадках має бути надійним. Воно не повинно допускати самостійного відкривання.

Автомати та напівавтомати повинні бути обладнаними автоматичним блокуванням. Таке блокування виключає включення робочого циклу при відкритому захисному кожусі, бо при цьому не виключене травмування оператора. Щодо поверхонь захисних кожухів (кришок), то вони не повинні мати гострих країв і задирок, бо це може травмувати працюючого. Це стосується як власне верстатів, так і органів управління, верстатних пристосувань і іншого спорядження.

Існують окремі вимоги щодо окремих складальних одиниць і деталей. Так, вузли чи заготовки, маса яких є більшою 16 кг, мають спеціальні пристосування у вигляді рим-болтів, припливів, отворів та інших, які призначені для безпечного підймання та переміщення вказаних складальних одиниць чи деталей під час необхідних монтажних-демонтажних чи ремонтних робіт.

Щодо верстатів чи автоматичних ліній, то для установки заготовок, маса яких є більшою, ніж 8 кг, а також пристосувань та окремих інструментів масою більше 20 кг, встановлюють, зазвичай, підймальні пристрої індивідуального типу.

Такий підймальний пристрій повинен бути здатним утримувати вантаж у будь-якому миттєвому положенні, навіть у випадку несподіваного припинення електроенергії, чи подачі масла або ж повітря.

Щодо встановлення на верстатах заготовок, маса яких є більшою 250 кг, потрібно використовувати підймальні засоби власне механоскладального цеху.

Особливі вимоги охорони праці стосуються стружки.

Так, при обробці крихких матеріалів, до яких відносять чавуни, латуні, бронзи, або ж текстоліт, графіт, карболіт та інші, причому на високих швидкостях різання металева чи інша стружка може розлітатись від верстату на значну відстань (аж до 3–5 м). Власне металева стружка є особливо небезпечною, наприклад, при токарній обробці в'язких матеріалів (зокрема, сталей). Така стружка має високу температуру (400–600°C) і велику кінетичну енергію. Тому вона представляє серйозну небезпеку як для оператора, так і для інших осіб, що можуть перебувати поблизу верстата.

Так, при обробці крихких матеріалів, до яких відносять чавуни, латуні, бронзи, або ж текстоліт, графіт, карболіт та інші, причому на високих швидкостях різання металева чи інша стружка може розлітатись від верстату на значну відстань (аж до 3–5 м). Власне металева стружка є особливо небезпечною, наприклад, при токарній обробці в'язких матеріалів (зокрема, сталей). Така стружка має високу температуру (400–600°C) і велику кінетичну енергію. Тому вона представляє серйозну небезпеку як для оператора, так і для інших осіб, що можуть перебувати поблизу верстата. Тому дуже поширеними є травми очей у верстатників. Так, при токарній обробці травми очей перевищують 50%, для фрезерних робіт – 10 %, і близько 8 % – для робіт, що стосуються заточуванні інструменту чи шліфування (% визначений із загальної кількості виробничих травм). При цьому очі травмованих ушкоджувались стружкою, що відлітала, частинками пилу з оброблюваного матеріалу і абразиву, осколками різальних інструментів.

Щодо обробки різанням полімерних матеріалів, то тут є інші небезпеки для оточуючих. Так, відбуваються механічні й фізико-хімічні зміни у структурі полімерного матеріалу, і у робочу зону потрапляє в повітря складна суміш парів, сумісно із газами та аерозолями. При цьому летючі продукти, що утворюються при високотемпературному розкладанні окремих видів пластмас, можуть викликати шкідливі зміни у центральній нервовій, а також судинній системі, кровотворних і внутрішніх органах. Можливими також є шкірно-трофічні порушення.

Небезпечними є і аерозолі нафтових масел, які входять до складу ЗОР. Вони впливають на слизові оболонки верхніх дихальних шляхів і викликають їх подразнення. Також такі аерозолі сприяють зниженню імунобіологічної реактивності.

Відомо, що тривале вдихання пилу у виробничих умовах часто призводить до розвитку пилових захворювань бронхів та легеневого апарату, зокрема хронічного пилового бронхіту. Особливо небезпечним є вдихання пилу, газів та туману елементу берилію і його сполук. Це може призвести до захворювання на бериліоз.

У робітників-верстатників часто виникає ряд захворювань шкіри. Такі дерматози спричинені дією змащувальних і охолоджуючих масел і емульсій, а також сполуками хрому, нікелю, кобальту, або пластмас, скловолоконистих пластиків та інших небезпечних речовин. Можливими є поширені алергічні дерматити й екзема.

При частому потраплянні масла ЗОР можуть істотно шкодити організму. Так, це стосується відкритих ділянок шкіри, особливо при тривалій роботі в одязі, який просякнутий маслом, а також при вдиханні масляного туману. Окремо слід сказати, що систематичний контакт із маслом часто викликає гострі та хронічні захворювання шкіри. Це, наприклад, таке захворювання, як масляні вугрі (фолікуліти).

Особливо слід зауважити про небезпеки, що стосуються умов праці.

Так, у результаті тривалого стояння в робітників-верстатників розвивається виражене розширення вен на ногах. Така реакція може бути ускладнена запальними чи трофічними розладами. Щодо робітників, які зайняті на конвеєрі, або ж шліфувальників, то вони підлягають небезпеці захворювань периферичних нервів і м'язів. Виникненню цих захворювань сприяють тривалі систематичні напруги м'язів статичного характеру, а також - однотипні рухи, які виконуються у швидкому темпі. Цим визначається негативний тиск на нервові стовбури та виникнення їх мікро травмування.

Звернемо увагу на основні стандарти та інші нормативні документи, які регламентують охорону праці і вимоги безпеки робіт на металорізальних верстатах:

ГОСТ 12.3.025–80 ССБТ. «Обработка металлов резанием. Требования безопасности»;

НАОП 1.4.10–1.02–83 «Правила з техніки безпеки і виробничої санітарії при холодній обробці металів»,

ГОСТ 12.2.009–80 ССБТ. «Станки металлообрабатывающие. Общие требования безопасности».

Відповідно до цих нормативних документів вимоги безпеки при роботі на верстатах повинні бути викладені у маршрутних ескізних картах, інструкціях, операційних картах та відомостях операцій, картах технологічного процесу та інших документах щодо технологічного процесу. Вимоги безпеки повинні також стосуватись операцій технічного контролю, транспортування, складування оброблених деталей, а також утилізації технологічних відходів виробництва.

У технологічній документації щодо оброблення різанням вказуються засоби захисту. Режими різання повинні бути безпечними для роботи, відповідати вимогам розрахунків та технічних умов для різальних інструментів. Встановлення під час роботи обладнання на верстаті заготовок і зняття з них готових деталей допускається тільки поза зоною обробки, причому при застосуванні спеціальних позиційних пристосувань (наприклад, поворотних столів). При обробці різанням заготовок, що виходять за краї обладнання, повинні встановлюватись переносні огороження і знаки безпеки. Для недопущення зіткнення частин тіла верстатників із об'єктами, що рухаються, при встановленні заготовок і знятті деталей треба застосовувати автоматичні пристрої (наприклад, механічні руки, револьверні пристосування, бункери). Для охолодження зони різання використовують масляні змащувально–охолоджувальні рідини (ЗОР), емульсії, синтетичні та напівсинтетичні рідини з температурою спалаху не нижче 1500° С. Такі рідини не повинні містити кислот. Стружку від металорізальних верстатів і робочих місць потрібно забирати механізованими способами, використовуючи транспортери. При прибиранні стружки і пилу із робочих місць необхідно уникати пилоутворення. Контроль розмірів оброблюваних заготовок під час роботи обладнання здійснюють спеціальними пристроями, які передбачають автоматичне вимірювання без зняття власне деталей. Такий контроль розмірів, а також зняття деталей слід проводити лише при виключеному верстаті, або ж при відключених механізмах обертання або переміщення об'єктів.

4.2. Безпека життєдіяльності

Згідно з головною аксіомою БЖД щодо виробництва, необхідно розуміти, що цілковито безпечних та нешкідливих умов праці не існує. Реальним виробничим умовам притаманна, як правило, наявність певних шкідливих чинників та небезпек, наслідком яких є профзахворювання та травматизм. Згідно з Національним стандартом України ДСТУ 2293:2014 «Охорона праці. Терміни та визначення основних понять», виробничий травматизм – явище, що характеризується сукупністю виробничих травм і нещасних випадків на виробництві. Розглянемо поняття цих наслідків.

Травма – порушення анатомічної цілісності організму людини чи його функцій унаслідок дії зовнішніх чинників. Виробничою травмою називається травма, що сталася з працівником унаслідок дії небезпечного виробничого чинника. Щодо нещасного випадку на виробництві, то це – обмежена в часі подія чи раптовий вплив на працівника небезпечного виробничого чинника, що сталися під час виконання ним трудових обов'язків, унаслідок чого завдано шкоди здоров'ю чи трапилася смерть.

Тривалий період роботи в шкідливих умовах сприяє виникненню професійних захворювань. Професійне захворювання вважається виявленим з того моменту, коли працівник, який захворів, змушений був уперше пройти курс лікування або втратив здатність працювати. Таким чином, професійне захворювання – патологічний стан людини, зумовлений професійною діяльністю працівника та пов'язаний винятково чи переважно з впливом шкідливих виробничих чинників (див. ДСТУ 3038–95 «Гігієна. Терміни та визначення основних понять»).

Статистика нещасних випадків свідчить про те, що, незважаючи на різноманітність засобів безпеки праці під час роботи на машинах (особливо універсальних), виробничий травматизм поки що має місце. Одна з причин цього – мала ефективність цих засобів.

За даними Міжнародної Організації Праці, щороку в світі фіксується близько 125 млн. нещасних випадків, пов'язаних з виробництвом, у тому числі 10 млн. з тяжкими і 220 тис. зі смертельними наслідками. На сьогоднішній день зареєстровано близько 60–

150 млн. випадків захворювань, пов'язаних з працею, 60 млн. працівників піддаються впливу канцерогенних речовин, 500 млн. працівників непрацездатні з причин невідповідності умов і стану безпеки праці санітарним вимогам.

На підприємствах, в установах, організаціях України всіх форм власності щоденно травмується в середньому понад 200 працівників, з них близько 30 стають інвалідами і 5–6 осіб одержують травми зі смертельними наслідками. Випадки загибелі людей, зайнятих у суспільному виробництві, в Україні трапляються частіше, ніж у Великобританії в 6 разів, і частіше ніж у Японії – в 5 разів.

Загальна сума відшкодування працівникам, які постраждали від нещасного випадку на виробництві або професійного захворювання, сягає 350-400 млн. грн. на рік, що за складних економічних умов сьогодення призводить до накопичення заборгованості з цих виплат і зростання соціальної напруженості в окремих регіонах.

В останні роки Всесвітня організація охорони здоров'я розглядає як пріоритетну проблему не лише чисто професійні захворювання, а й так звані виробничо-обумовлені або пара професійні захворювання, такі як гіпертонія, ішемічна хвороба серця, хвороби опорно-рухового апарата. Факторами ризику їх розвитку є шкідливі професійні чинники, фізичні чи нервово-психічні перевантаження.

Стрімке зростання рівня професійної захворюваності не може пояснюватися лише погіршенням умов праці. За цим явищем стоїть можливість «регресійного позову» з професійного захворювання, що з'явилася після появи нового законодавства про пільги. Фактом стали масові звернення пенсіонерів за встановленням зв'язку нинішніх порушень стану здоров'я із шкідливими умовами праці в минулому.

Важливе значення серед факторів, які зумовлюють виробничий травматизм, мають попередні нещасні випадки, психофізіологічний стан потерпілих. При цьому несприятливий психофізіологічний стан може бути пов'язаний як з об'єктивними причинами (погана організація праці), так і суб'єктивними, залежними від особливостей особистого стану потерпілих (необережність, поспіх, втома, роздратування, ризик тощо).

Постійний і різнобічний аналіз травматизму і профзахворювань розглядається як одна з головних функцій управління охороною праці та прийняття основних заходів щодо усунення причин травматизму та захворювань. Аналіз виробничого травматизму та профзахворювань дозволяє виявити не тільки причини, а і визначити закономірності їх виникнення. На основі такої інформації розробляються заходи щодо запобігання виробничому травматизму і профзахворювань. Особлива увага під час аналізу звертається на нещасні випадки із смертельними наслідками та на такі, що закінчуються інвалідністю, а також на підприємства, де нещасні випадки відбуваються найчастіше.

Безумовно, для проведення якісної роботи з профілактики нещасних випадків на виробництві потрібно проводити ретельний аналіз рівня травматизму та стану охорони праці на підприємствах.

Мета аналізу травматизму – встановлення закономірностей, що викликають нещасні випадки, і розробка на цій основі ефективних заходів щодо забезпечення безпеки. Основні методи дослідження виробничого травматизму можна розділити на дві групи: ймовірно-статистичні методи та детерміністичні.

Ймовірно-статистичні виявляють залежність між факторами системи праці і травматизмом, та вивчають нещасні випадки, що вже відбулися. До ймовірно-статистичних методів належать статистичний метод та його різновиди – топографічний метод та груповий метод. Статистичний метод базується на дослідженні травматизму за статистичними документами та дає можливість кількісно оцінювати рівень травматизму за допомогою показників: коефіцієнта частоти, коефіцієнта тяжкості і коефіцієнта виробничих втрат. Кількісний показник – коефіцієнт частоти травматизму показує число нещасних випадків з розрахунку на 1000 працюючих.

На відміну від традиційних методів аналізу виробничого травматизму на цей час все частіше пропонується проводити аналіз усіх зареєстрованих нещасних випадків і розподіляти їх не за критерієм того, чи пов'язаний нещасний випадок з виробництвом, а за критерієм наявності впливу на потерпілого виробничого чинника з урахуванням умов залучення його до роботи та виду економічної діяльності, під час ведення якої стався нещасний випадок.

Загальні висновки

У кваліфікаційній роботі розглянута і вирішена важлива проблема розроблення регулюючих державок для верстатів-автоматів і дослідження їх кінематичних характеристик в процесі роботи. При цьому встановлено:

1. Аналітичний огляд відомих конструктивних способів підвищення продуктивності і точності обробки на одношпindelних верстатах-автоматах дозволив сформулювати мету та завдання дослідження.

2. Описані основні конструктивні особливості токарних верстатів-автоматів та вибрані верстати-аналоги. Для характерних деталей таблично розраховані граничні значення режимів різання.

3. В результаті аналізу визначених схем формоутворення, встановлені варіанти компоновних рішень для пропонованого одношпindelного верстату-автомату. При цьому для кінематичного розрахунку запропоноване безступеневе регулювання приводу головного руху верстату та визначені передумови проектного завдання.

4. На основі запропонованих розрахунків проведено конструювання вузлів коробки передач для приводу головного руху верстата-автомата.

5. Обґрунтований принципний підхід щодо розроблення для верстатів-автоматів дворізцевих державок із регульованими різальними елементами. Запропоновані принципні компоновочні рішення конструкцій таких державок і здійснений їх формалізований опис на основі застосування графових структур.

6. Виведена математична модель кінематики рухів різців регулюючих державок при токарній обробці з врахуванням різних впливів: обробки деталей типу оліпса, тригранника і з ексцентриситетом закріплення.

7. Здійснена побудова графіків щодо кінематики досліджуваного процесу обробки для різних значень параметрів збуджень і наведений їх аналіз.

8. Для різних відношень змінного і усталеного значень глибин різання при різних кінематичних збуреннях встановлений характер відносних змін амплітуд величин миттєвих подач різців при обробці з використанням регулюючих державок.

9. Визначені техніко-економічні показники зростання продуктивності обробки типових деталей на верстатах-автоматах з модернізованим приводом з використанням регулюючих державок.

10. Подані пропозиції щодо забезпечення охорони праці при проведенні обробки деталей на токарних верстатах-автоматах та сформульовані заходи щодо безпеки життєдіяльності.

Бібліографія

1. Балакшин, Б.С. Основы технологи машиностроения /Б.С. Балакшин. – М.: Машиностроение, 1969. – 561с.
2. Кедров, С.С. Колебания металлорежущих станков /С.С. Кедров. – М.: Машиностроение, 1978. – 199с.
3. Старков, В.К. Обработка резанием. Управление стабильностью и качеством в автоматизированном производстве /В.К. Старков. – М.: Машиностроение, 1989. – 296с.
4. Нагорняк, С.Г. Предохранительные механизмы металлообрабатывающего оборудования: Справочник / С.Г. Нагорняк, И.В. Луцив– Тэхника, 1992. -72с.
5. Егоров, М.Е. Технология машиностроения /М.Е. Егоров, В.И. Дементьев, В.Л. Дмитриев. – М.: Высшая школа, 1976. – 535с.
6. Эльясберг М. Е., Демченко В. А., Савинов В. А. Способ структурного повышения ветроустойчивости при резании // Станки и инструмент. 1983. №4. с. 3-7.
7. Свинин, В. М., Самсонов А. В., Большухин А. О. Подавление автоколебаний при точении нежестких валов пружинящим резцом // Механики XXI века. 2014 №13. с. 112-119.
8. Нагорняк С.Г., Луцив И.В. Точение ступенчатых валов с автоматическим устранением их прогибов при обработке// Вестник машиностроения. 1984. №9. с. 42-45.
9. Свинин В. М., Прохоров А. Ю. Гашение автоколебаний закрепленного в центрах нежесткого вала при точении многорезцовой головкой с переменным шагом зубьев // Механики XXI века. 2016, с. 82-96.
10. Кузнецов, Ю.Н. Повышение эффективности токарных автоматов / Ю.Н. Кузнецов, Л.Н. Срибный. – К.: Тэхника, 1989. – 168с.
11. Лепихов, В.Г. Самоустанавливающиеся инструменты /В.Г. Лепихов. – М.: Машиностроение, 1974. – 77с.

12. Кудинов, В.А. Динамика станков /В.А. Кудинов. – М.: Машиностроение, 1967. – 359с.
13. Металлорежущие станки: Учебник /В.Э.Пуш и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 575с.
14. Маеров, А.Г. Устройство, основы конструирования и расчет металлообрабатывающих станков и автоматических линий: Учебное пособие / А.Г.Маеров. М.: Машиностроение, 1986.
15. Проников, А.С. Металлорежущие станки и автоматы /А.С. Проников и др. – М.: Машиностроение, 1981. – 479с
16. Гуляев, А.П. Металловедение /А.П. Гуляев. – М.: Машиностроение, 1986. – 272с.
17. Горбацевич, А.Ф. Курсовое проектирование по технологии машиностроения /А.Ф. Горбацевич. – Минск: Высшая школа, 1975. – 288с.
18. Справочник технолога-машиностроителя: В 2-х т. /Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. – М.: Машиностроение, 1986.
19. Барановский, Ю.В. Режимы резания металлов: Справочник /Ю.В. Барановский. – М.: Машиностроение, 1972. – 408с.
20. Кузнецов, Ю.М. Теорія технічних систем /Ю.М. Кузнецов, І.В. Луців, С.А. Дубиняк. – К. – Тернопіль, 1997. – 310с.
21. Аверьянов, О.И. Модульный принцип построения станков с ЧПУ / О.И. Аверьянов. – М.: Машиностроение, 1987. – 345с.
22. Врагов, Ю.Д. Анализ компоновок металлорежущих станков /Ю.Д. Врагов. – М.: Машиностроение, 1978. – 208с.
23. Пуш, В.Э. Конструирование металлорежущих станков /В.Э. Пуш. – М.: Машиностроение, 1977. – 561с.
24. Дубиняк, С.А. Расчет деталей и узлов металлорежущих станков с использованием ЭВМ: Учеб. пособие /С.А. Дубиняк, С.Г. Нагорняк, И.В. Луцив, И.Д. Дубецкий. – К.: УМК ВО, 1989. -152с.

25. Детали и механизмы металлорежущих станков. Под ред. Д.Н.Решетова. В 2-х т. – М.: Машиностроение, 1970.
26. Технологічне оснащення для високоефективної обробки деталей на токарних верстатах: монографія/ [Кузнецов Ю.М., Луців І.В., Шевченко О.В., Волошин В.Н.]. – К.: – Тернопіль: Терно-граф, 2011. – 692 с.
27. Анельчик, Д.Є. Система різання: фізичні основи і оптимізація /Д.Є. Анельчик, С.В. Швець, І.В. Луців, І.Д. Дубецький. Під ред. І.В. Луціва. – Одеса-Тернопіль: вид-во ТДТУ, 2000. – 145с.
28. Грановский, Г.И. Резание металлов / Г.И. Грановский, В.Г. Грановский. – М.: Высшая школа, 1985. – 304с.
29. Шанайда, В.В. Пакет MathCADв інженерних розрахунках /В.В. Шанайда. – Тернопіль: вид-во ТДТУ, 2001. – 163с.
30. Луців, І. Кінематичні особливості багатолезової адаптивної обробки / І.В. Луців //Вісник Тернопільського державного університету, 1997, т.3, №4 с.107-111.
31. Повышение производительности и надежности токарно-револьверных станков / В.Н. Шишкин, В.Е. Лоев, Л.И. Новицкий, А.В. Шевченко. – К.: Техніка, 1986. – 95с.
32. Определение экономического эффекта от производства и применения новых металлорежущих станков общего и специализированного назначения. – М.: ЭНИМС, – 1979. – 88с.
33. Білоус, Н. Опис конструкцій дворіцевих державок за допомогою графів/Матеріали IV міжнародної студентської науково-технічної конференції / Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (м. Тернопіль, 28-29 квітня 2021 року), 2021. - С.95-96.
34. Охорона праці : Навч. посіб. / Я.І. Бедрій, Є.О. Геврик, І.Я. Кіт та інші; ред. Є.О. Геврик; Укр. Держ. Лісотехн. Ун-т. – Львів, 2000. – 280с.

Додатки

**Міністерство освіти і науки України,
Тернопільський національний технічний університет
імені Івана Пулюя
Маріборський університет (Словенія)
Технічний університет в Кошице (Словаччина)
Каунаський технологічний університет (Литва)
Львівський національний університет
імені Івана Франка,
Гірничо-металургійна академія ім. Станіслава Сташиця
(Польща)
Луцький національний технічний університет,
Чернівецький національний університет
імені Юрія Федьковича,
Вроцлавський економічний університет (Польща)
Донбаська державна машинобудівна академія**



Студентське наукове товариство



**IV МІЖНАРОДНА
студентська науково - технічна конференція
"ПРИРОДНИЧІ ТА ГУМАНІТАРНІ
НАУКИ.**

АКТУАЛЬНІ ПИТАННЯ"

28-29 квітня 2021 р.

(збірник тез конференції)

Тернопіль 2021

ББК 72+34 (Укр)

М34

Матеріали IV Міжнародної студентської науково - технічної конференції / Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет ім. І.Пулюя (ж. Тернопіль, 28-29 квітня 2021 р.), 2021.- 268 с.

В збірнику друкуються матеріали IV Міжнародної студентської науково-технічної конференції. Тернопіль. – ТНТУ ім. І. Пулюя (28-29 квітня 2021 р.) за наступними науковими напрямками:

математичне моделювання і механіка, машинобудування, машини та обладнання сільськогосподарського виробництва; приладобудування; матеріалознавство, міцність матеріалів і конструкцій; електротехніка, електроніка та світлотехніка; математика; фізика; хімія, хімічна, біологічна та харчова технології; обладнання харчових виробництв; інформаційні технології, гуманітарні науки, економіка, менеджмент, фінанси, біомедична інженерія; зварювання та споріднені процеси і технології, інженерія продукції.

Редакційна колегія:

д.т.н. Петро Ясній, д.в.н. Богдан Андрушків, д.т.н. Олег Ляшук, д.т.н. Ігор Стадник, д.ф.н. Анатолій Довгань, д.ф.н. Андрій Криськов, д.т.н. Володимир Андрійчук, д.т.н. Анатолій Лупенко, д.т.н. Сергій Лупенко, д.т.н. Ігор Луців, к.ф.-м.н. Михайло Михайлишин, д.т.н. Михайло Пилипець, к.ф.н. Василь Ніконенко, д.т.н. Роман Рогатинський, д.т.н. Петро Стухляк, д.т.н. Михайло Паламар, д.в.н. Наталія Кирич, д.т.н. Микола Підгурський, д.т.н., Микола Приймак, д.т.н. Михайло Пилипець, д.т.н. Василь Васильків, д.б.н. Володимир Юкало, д.б.н. Олег Покотило, д.т.н. Богдан Яворський, к.ф.-м.н. Борис Шелестовський, д.ф.-м.н. Андрій Кривень, д.т.н. Павло Маруцак, д.в.н. Олена Панухник, д.в.н. Ольга Павлуківська, д.в.н. Володимир Фалович, д.т.н. Тетяна Вітенько, д.т.н. Чеслав Пулька, д.т.н. Віктор Барановський, д.ф.-м.н. Михайло Петрик.

Комп'ютерний набір, верстка та редагування:
науковий секретар Ігор Окіпний

Адреса конференції:

46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56

Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя

e-mail: snt@tntu.edu.ua

Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя

УДК 621.941

Білоус Н. – ст. гр. МВнм-61

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

ОПИС КОНСТРУКЦІЙ ДВОРІЗЦЕВИХ ДЕРЖАВОК ЗА ДОПОМОГОЮ ГРАФІВ

Науковий керівник: Луців І.В., д.т.н., проф.

Bilous N.

Ternopil Ivan Puluj National Technical University

DESCRIPTION OF DOUBLE-EDGE TOOL HOLDERS DESIGN USING GRAPHS

Supervisor: I. V. Lutsiv.

При обробці на токарних автоматах на різальні інструменти чинять вплив багато факторів негативного плану, що істотно впливають на результуючу точність деталей. Це в основному пов'язане із навантаженнями на леза різців від зусиль різання, які загалом є нерівномірними.

Тому для забезпечення необхідної заданої точності обробки, а також високої якості поверхні деталі при зростаючих вимогах до високої продуктивності оброблення слід використовувати конструкції верстатно-інструментального оснащення, які б сприяли виконанню вказаних вимог, тобто надійному отриманню високих показників оброблення поряд із зростанням продуктивності різання, в тому числі за рахунок досягнення оптимальних чи раціональних режимів.

Відомо, що такими інструментами можуть слугувати так звані інструменти адаптивного типу [1], тобто інструменти, в конструкції яких закладені певні можливості регулювання в процесі обробки. Подібні інструментальні системи доцільно застосовувати для оброблення як зовнішніх поверхонь, так і отворів.

Для забезпечення адаптації, наприклад, різців до зміни умов процесу різання необхідно створити конструкційні умови реагування різального інструменту на такі зміни. Це є можливим при створенні дворізцевих інструментальних державок, у яких між лезами інструменту встановлений регульовальний кінематичний чи інший зв'язок, завдяки якому різці мають можливість підрегулювання в процесі обробки залежно від зовнішніх впливів. Структурні компоновки таких конструкцій можна описати з допомогою графів (рис. 1).

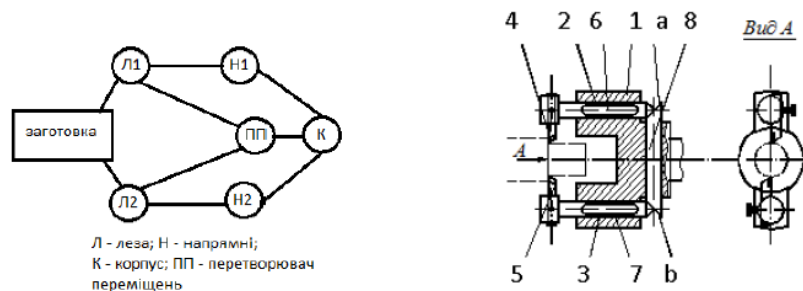


Рис. 1. Графовий опис компоновки дворізцевої державки (1 – корпус; 2,3 – пальці; 4,5 – різці; 6,7 – шпоночки з'єднання; 8 – передавальний елемент)

Література. 1. Нагорняк С.Г., Луців И.В. Предохранительные механизмы металлообрабатывающего оборудования: Справочник. – Техника, 1992. -72с.

| | |
|--|-----------|
| Зубкович Н. ЗБАГАЧЕННЯ СИРКОВИХ ВИРОБІВ РОСЛИННОЮ СИРОВИНОЮ | 63 |
| Кривокульська А. ТЕОРЕТИЧНІ АСПЕКТИ ВПЛИВУ ЗБАЛАНСОВАНОГО ХАРЧУВАННЯ ЯКЕ МІСТИТЬ ДОСТАТНЮ КІЛЬКІСТЬ ПРОДУКТІВ БАГАТИХ НА ЙОД | 64 |
| Тонкевич Т. ВИВЧЕННЯ МОЖЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ КСИЛІТУ У ТЕХНОЛОГІЇ ХЛІБОБУЛОЧНИХ ВИРОБІВ | 65 |
| Кузьмич Н. ІННОВАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ У ХЛІБОПЕКАРСЬКОМУ ВИРОБНИЦТВІ | 67 |
| Свистун О. АЦИДОФІЛЬНИЙ НАПІЙ ЗІ СТЕВІЄЮ ТА ГАРБУЗОМ | 68 |
| Слимак М. ЗАСТОСУВАННЯ РОСЛИННИХ ДОБАВОК, ЯК ДЖЕРЕЛО ПІДВИЩЕННЯ АНТИОКСИДАНТНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ МОЛОЧНИХ ПРОДУКТІВ | 69 |
| Слимак М. СИРКОВИЙ ПРОДУКТ ІЗ ГІДРОЛІЗАТОМ БІЛКІВ СИРОВАТКИ МОЛОКА | 70 |
| Стасюк С. ОЦІНКА ЯКОСТІ БІЛИХ ВИН | 71 |
| Троян К. АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЧНИХ АСПЕКТІВ ВИКОРИСТАННЯ НЕТРАДИЦІЙНИХ ВИДІВ БОРОШНА В ТЕХНОЛОГІЇ ХЛІБОБУЛОЧНИХ ВИРОБІВ | 73 |
| Ціко Ю. МОРОЗИВО ЗБАГАЧЕНЕ БІЛКОМ | 74 |
| Чубик В. ЗАБРУДНЕННЯ ОВОЧІВ ТА ФРУКТІВ ПЕСТИЦИДАМИ | 75 |
| Шугурова А. ОСОБЛИВОСТІ БІОТЕХНОЛОГІЙ НЕЗАМІННИХ АМІНОКИСЛОТ | 76 |

Машинобудування

| | |
|--|-----------|
| Авінаш К. ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕСУ ШЛІФУВАННЯ ВАЛІВ | 78 |
| Білоус Н. ОПИС КОНСТРУКЦІЙ ДВОРІЗЦЕВИХ ДЕРЖАВОК ЗА ДОПОМОГОЮ ГРАФІВ | 80 |