

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ  
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

**Навчально-науковий механіко-машинобудівний інститут**

**Кафедра конструювання машин**

«На правах рукопису»  
УДК \_\_\_\_\_

До захисту допущено  
Завідувач кафедри  
\_\_\_\_\_ Юрій Данильченко

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2024 р.

**Магістерська дисертація**

на здобуття ступені магістра  
за освітньо-професійною програмою  
«Конструювання та дизайн машин»  
зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»

**на тему «Дослідження ефективності використання різцетримача з  
демпфером для токарної обробки»**

Виконав (-ла):  
студент II курсу, групи МК-21мп  
Пирч Владислав Миколайович

Науковий керівник:  
д.т.н., професор,  
Шевченко Олександр Віталійович

Консультант розділів:

\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

Рецензент:

\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

Засвідчую, що у цій магістерській  
дисертації немає запозичень з праць  
інших авторів без відповідних посилань.  
Студент (-ка) \_\_\_\_\_

Київ – 2024 року

**Національний технічний університет України**  
**«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»**  
**Навчально-науковий механіко-машинобудівний інститут**  
**Кафедра конструювання машин**

Рівень вищої освіти - другий (магістерський)  
Спеціальність - 131 Прикладна механіка  
Освітньо-професійна програма “Конструювання та дизайн машин”

**ЗАТВЕРДЖУЮ**  
Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ **Юрій ДАНИЛЬЧЕНКО**

(підпис) (ініціали, прізвище)

“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2024 р.

**ЗАВДАННЯ**  
**НА МАГІСТЕРСЬКУ ДИСЕРТАЦІЮ СТУДЕНТУ**  
**Пирча Владислава Миколайовича**

1. Тема дисертації «Дослідження ефективності використання різцетримача з демпфером для токарної обробки», науковий керівник дисертації Шевченко Олександр Віталійович, д.т.н., проф., затверджені наказом по університету від **“03” листопада 2023 року № 5127-с.**
2. Термін подання студентом дисертації січень 2024
3. Об’єкт дослідження: привод подач токарного верстата із ЧПК
4. Вихідні дані: технічна документація токарно – револьверного верстата 1В340Ф30. Документація технічного оснащення револьверної головки верстата 1В340Ф30
5. Перелік завдань, які потрібно розробити: 1.Огляд методів боротьби з надмірними вібраціями при токарній обробці. 2. Патентний пошук, огляд відомих конструкцій різцетримачів. 3. Розробка математичної моделі динамічної системи інструменту з гасником коливань.4.Розрахунок жорсткості ШВ та зусилля затягування РГ. 5.Створення твердо тільної моделі. Результати експериментальних досліджень.
6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу: 1. Огляд патентів та відомих конструкцій. 2. Створення твердо тільної моделі. 3. Розробка математичної моделі. 4. Аналіз напружень. 5. Результати експериментальних досліджень.
7. Орієнтовний перелік публікацій \_\_\_\_\_

## 8. Консультанти розділів проекту

| Розділ | Прізвище,<br>ініціали та посада<br>консультанта | Підпис, дата   |                  |
|--------|---|----------------|------------------|
|        |   | Завдання видав | Завдання отримав |
|        |   |                |                  |

## 9. Дата видачі завдання **11.09.2023**

### Календарний план

| № з/п | Назва етапів виконання магістерської дисертації                         | Строк виконання етапів магістерської дисертації | Примітка |
|-------|---|---|----------|
| 1     | Аналіз методів боротьби з вібраціями при токарній обробці               | 11.09.23-15.09.23                               | виконано |
| 2     | Патентний пошук щодо інструментального оснащення                        | 16.09.23-20.09.23                               | виконано |
| 3     | Огляд відомих конструкцій різцетримачів з демпфером                     | 22.09.23-28.09.23                               | виконано |
| 4     | Створення математичної моделі   | 07.10.23-16.10.23                               | виконано |
| 5     | Розрахунок вузлів верстата  | 17.10.23-20.10.23                               | виконано |
| 6     | Демпфуюча здатність матеріалів. Методика визначення декременту коливань | 22.10.23-30.10.23                               | виконано |
| 7     | Розробка інструментального оснащення                                    | 15.11.23-20.11.23                               | виконано |
| 8     | Експериментальні дослідження  | 29.11.23-20.12.23                               | виконано |
| 9     | Написання висновків   | 23.12.23-27.12.23                               | виконано |
| 10    | Оформлення роботи   | 27.12.23-31.12.23                               | виконано |
| 11    | Попередній захист   | 10.01.24  | виконано |
| 12    | Захист перед ДЕК  | 22.01.24  | виконано |

Студент

Науковий керівник

Владислав ПИРЧ

Олександр ШЕВЧЕНКО

## РЕФЕРАТ

Магістерська дисертація на тему «Дослідження ефективності використання різцетримача з демпфером при токарній обробці», містить 90 сторінок пояснювальної записки, рисунків 71, таблиць, використаних джерел – 18, 5 ілюстративних плакатів, 5 креслень.

*Актуальність теми.* Різцетримач з демпфером представляє собою пристрій що в теорії мусить значно покращити управління вібрацією під час різання матеріалів. Демпфер - це пристрій, який призначений для поглинення та розсіювання вібрації, що виникає під час контакту різця із заготовкою. Такий механізм може допомогти покращити якість обробки, підвищити швидкість без втрати якості та тривалість служби інструменту.

*Мета дослідження:* створення конструкції різцетримача з демпфером у середині. Проведення досліджень у MATLAB, Autodesk Inventor, SpectraLab.

*Об'єкт дослідження:* конструювання різцетримача, порівняння результатів випробувань зі штатним різцетримачем.

*Методи дослідження:* Теоретичний аналіз методів зменшення вібрацій при токарній обробці, огляд патентів та відомих конструкцій різцетримачів зі схожими конструкторськими рішеннями. Аналіз на основі отриманих результатів дослідження у MATLAB, Autodesk Inventor, SpectraLab.

*Наукова новизна:* розроблено нову конструкцію різцетримача токарно-револьверного верстата з використанням демпфіруючого елемента для гасіння коливань його віджимної частини з метою підвищення вібростійкості токарної обробки.

*Ключові слова:* різцетримач, різець з демпфером, зменшення вібрацій, демпфуючий елемент, гума, збільшення жорсткості.

## ABSTRACT

The master's thesis on the topic "Investigation of the effectiveness of the use of a cutter holder with a damper during turning" contains 90 pages of an explanatory note, 71 figures, tables, 18 used sources, 5 illustrative posters, 5 drawings.

*Actuality of theme.* A cutter holder with a damper is a device that, in theory, should significantly improve vibration control when cutting materials. A damper is a device that is designed to absorb and disperse vibration that occurs when the cutter is in contact with the workpiece. Such a mechanism can help improve machining quality, increase speed without loss of quality and tool life.

*The purpose of the study:* creation of a design of a cutter holder with a damper in the middle. Conducting research in MATLAB, Autodesk Inventor, SpectraLab.

*Research object:* design of a cutter holder, comparison of test results with a standard cutter holder.

*Research methods:* Theoretical analysis of methods of reducing vibrations during turning, review of patents and known designs of cutter holders with similar design solutions. Analysis based on the obtained research results in MATLAB, Autodesk Inventor, SpectraLab.

*Scientific novelty:* a new design of the cutter holder of the lathe-turret machine was developed using a damping element for damping the vibrations of its spin-out part in order to increase the vibration resistance of turning processing.

*Key words:* cutter holder, cutter with damper, reduction of vibrations, damping element, rubber, increase of rigidity.

## ЗМІСТ

|   |     |
|---|-----|
| 1. Методи боротьби з надмірними вібраціями при токарній обробці ... ..8                 |     |
| 1.1 Основні методи визначення характеристик розсіювання енергії при коливаннях .....    | 12  |
| 1.2 Демпфуюча здатність матеріалів.....   | 15  |
| 1.3 Визначення декремента коливань.....   | 17  |
| 2. Аналіз результатів інформаційного пошуку.....  | 24  |
| 2.1 Огляд відомих конструкцій демпферів коливань.....                                   | 33  |
| 3. Розробка математичної моделі динамічної системи інструменту з гасником коливань..... | 44  |
| 4. Технічний опис токарно – револьверного верстата 1В340Ф30 .....                       | 62  |
| 4.1 Жорсткість верстата ШВ.....   | 69  |
| 4.2 Розрахунок зусилля затягування РГ.....  | 74  |
| 5. Розробка інструментального оснащення.....  | 79  |
| 5.1 Результати експериментальних досліджень різцетримача.....                           | 88  |
| Висновок.....   | 95  |
| Список використаних джерел.....   | 98  |
| Додаток А Плакати.....  | 100 |
| Додаток Б Креслення.....  | 103 |

## ВСТУП

Сучасний розвиток технологій у виробництві та обробці матеріалів диктує постійну необхідність у вдосконаленні та оптимізації процесів обробки. Однією з ключових складових в цьому контексті є ефективність використання різцетримачів з демпферами. Зазначені технічні рішення, призначені для зменшення вібрацій та підвищення стійкості різального інструменту, стали актуальним об'єктом дослідження в рамках даної магістерської дисертації.

Важливими проблемами для того щоб відповідати вимогам точності та якості за високої продуктивності є збільшення жорсткості, вібросталості верстатів, покращення характеристик технологічної оброблювальної системи.

Застосування різцетримачів з демпферами в різноманітних виробничих галузях, починаючи від металообробки до обробки деревини, відіграє ключову роль у забезпеченні високої продуктивності та точності обробки. Дослідження їхньої ефективності може призвести до розкриття нових можливостей для підвищення якості та швидкості обробки матеріалів, а також до зменшення зносу інструменту, що в свою чергу сприятиме збільшенню ефективності виробництва.

Мета роботи полягає в ретельному аналізі та оцінці впливу демпфуючих елементів у різцетримачах на процеси різання. Також робота спрямована на розкриття можливостей поліпшення якості обробки та підвищення ефективності виробничих процесів.

Результатом цієї роботи буде створення корисної моделі різцетримача, проведення дослідів з ним та їх аналіз. Для початку слід проаналізувати відомі способи боротьби з вібраціями при токарній обробці.

## 1 МЕТОДИ БОРОТЬБИ З НАДМІРНИМИ ВІБРАЦІЯМИ ПРИ ТОКАРНІЙ ОБРОБЦІ

Сучасне машинобудування вкладає багато енергії в дослідження та вирішення проблем з вібраціями верстатів. Успіх верстатів багато в чому залежить від їх здатності протистояти вібрації та залишатися стабільними під час обробки. Жорсткість машини та її власна стійкість до вібрації є важливими аспектами. Ці два фактори часто мають вирішальний вплив на продуктивність машини.

Наявність вібрації істотно обмежує можливості обробки, зокрема визначає максимальну швидкість і глибину різання. В результаті поверхня деталі може виглядати нерівною, хвилястою або зі сколами, підвищується ризик дефектів поверхневого шару матеріалу, знижується точність обробки, скорочується термін служби ріжучого інструменту, зношується інструмент. Коли вібрація стає сильною, часто необхідно повністю зупинити машину.

Основні типи вібрацій, які виникають у системах деталей верстатів, та їх причини:

1. Коливання, що надходять ззовні. У цьому випадку частота коливань, що виникають під час різання, дорівнює частоті або цілому кратному частоті коливань збудження. Особливо часто таке явище спостерігається при установці автоматів на слабкій опорі, коридорах і т.д.

Рішенням таких ситуацій є усунення джерела вібрації або перенесення машини в інше місце, зміцнення фундаменту, використання вібропоглинаючих прокладок тощо.

2. Вібрація, викликана дисбалансом швидко обертової частини верстата або заготовки. У цьому випадку відцентрова сила змінює напрямом, викликаючи коливання. Частота коливань дорівнює числу обертів за секунду неврівноваженої частини. Метод боротьби полягає в урівноваженні факторів, що збуджують коливання.

3. Коливання, викликане дефектами передачі машини. Неправильно вирізані, погано зібрані або зношені шестерні можуть створювати циклічні сили, які передаються на підшипники, а отже, на шпиндель і раму, викликаючи вібрацію за певних умов. Іноді такий самий ефект викликають грубе зшивання ременя, пульсації рідини в трубах машини та інші дефекти трансмісії. Боротьба полягає в тому, щоб усунути причину хвилювання.

4. Вібрації, викликані змінним поперечним перерізом інструменту або переривчастим характером процесу різання. Типовими прикладами причин такого захоплення є виправлення ексцентричних цапф, розрізання квадратних валів на круглі та стругання несучільних поверхонь.

Найпоширенішим видом вібрації під час роботи металорізального верстата є вібрація з самозбудженням.

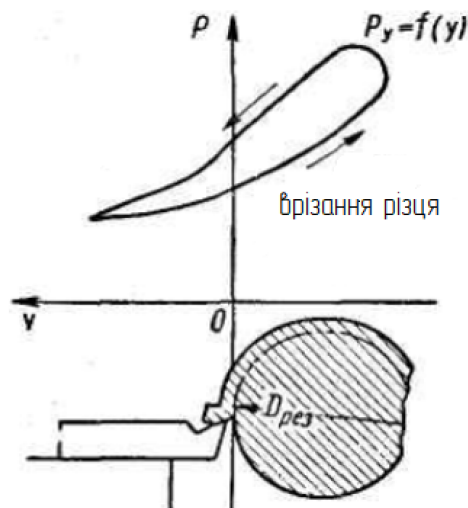
Автоколивання або «самозбудження» — це процес, у якому можуть виникати незатухаючі коливання, оскільки саме джерело енергії не має коливальних властивостей. Цей зв'язок між коливальним елементом і джерелом енергії називається зворотним зв'язком.

Зовнішнім проявом цієї ситуації є те, що сильні вібрації можуть спостерігатися при обробці ідеально збалансованих деталей на цілком придатних для використання верстатах з величезними фундаментами. Вони з'являються відразу після початку різання і зникають, коли різання припиняється. Отже, причина вібрації криється саме в процесі різання. При обробці стружки легше і частіше виникає автоколивання. Типовою особливістю є те, що їх частота залишається постійною, коли швидкості різання змінюються в широкому діапазоні.

Початок автоколивань може бути «жорстким» і «м'яким». У першому випадку коливання починаються через зміну сили різання з будь-якої з наступних причин: нерівні межі, наявність твердих включень у металі, нерівномірні рухи подачі тощо. Зміна сил різання (в основному компонента  $P_y$ ) викликає додаткове стиснення інструменту. Коливання виникає миттєво і

підтримується наступним живленням машини. При «м'якому» старті автоколивальних вони починають поступово зростати з нуля. У той же час вони виникають через поведінку металу перед лезом при різанні, створюючи пластичну «застійну» зону спереду. Розмір і форма цієї області залежить від багатьох факторів і безпосередньо впливає на сили різання.

Для того, щоб вібрація не слабшала, необхідною умовою має бути те, щоб сила різання при введенні пластини в метал і при її витягуванні не була рівною (множинні значення), тобто при вставці сила різання повинна бути неоднаковою. і відведення, тобто сила різання при відводі. Вона повинна бути більшою за силу різання в момент введення, інакше робота сили під час повного коливального циклу (введення та відведення пластини) буде дорівнювати нулю.



**Рисунок 1** Залежність між величиною переміщення різця ( $y$ ) і ( $P_y$ )

Розглянемо основні заходи проти автоколивальних. Усі заходи можна умовно розділити на технічні та конструктивні.

До технічних заходів відносяться зміни способів різання і геометрії інструменту, а до конструктивних — застосування спеціальних пристроїв і пристроїв або підвищення жорсткості вузла верстата. Перший набір заходів відносно простий у виконанні, але часто призводить до зниження

продуктивності, погіршення якості обробки поверхні або не завжди ефективний. Другий комплекс заходів більш трудомісткий, але ефект кращий і стійкіший.

Технічні заходи включають:

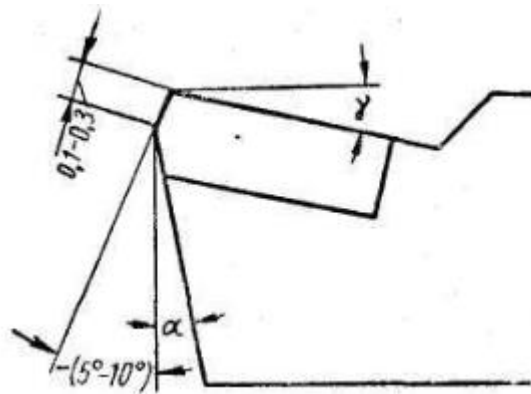
1. Змініть швидкість різання. Значне збільшення швидкості різання часто може усунути автоколювання. Наприклад, при фрезеруванні зазначений ефект може бути досягнутий при робочій швидкості в межах 80-100 м/хв, а іноді досягає швидкості 150-180 м/хв. Однак при дуже високих швидкостях різання можуть виникати коливання через дефекти передач або дисбаланс у швидко рухомих частинах, що особливо важливо при тонкому розточуванні, механічній обробці та інших операціях обробки. Іноді обмежені можливості інструменту та машини обмежують збільшення швидкості різання, і в цьому випадку швидкість різання необхідно зменшити.

2. Змініть подачу та глибину різання. Вібрацію можна зменшити шляхом збільшення швидкості подачі при одночасному зменшенні глибини різання під час точіння та фрезерування. Логічно, що вібрація більш імовірна, оскільки стружка, що ріжеться, стає ширшою та тоншою. З тієї ж причини збільшення кута головки в площині  $\varphi$  і зменшення радіуса носової частини інструмента  $r$  також може зменшити вібрацію.

3. Зміна кута різання. Збільшення переднього кута  $\gamma$  зменшує сили різання та сприяє більш тихій обробці. Зменшення кута зазору  $\alpha$  значно зменшить низькочастотну радіальну вібрацію (тобто часткову вібрацію), але допоможе посилити високочастотну тангенціальну вібрацію (тобто вібрацію інструменту).

На інструментах можна створювати фаски для зменшення вібрації. Нанесіть фаску шириною 0,1-0,3 мм на тильну сторону інструменту під негативним кутом 5-10° (рис. 2). Фаска наноситься по всій довжині основної ріжучої кромки, за винятком верхньої частини інструмента. Крім того, віброгасильні фаски зміцнюють ріжучі кромки твердосплавних і мінерально-керамічних інструментів і захищають їх від забруднення.

4. Підвищення чистоти робочої поверхні інструменту та використання мастильної рідини. У цьому випадку зниження вібрації досягається за рахунок деякого зменшення сил різання.



**Рисунок 2** Геометрія різця з віброгасною фаскою

Конструктивні заходи:

1. Підвищення жорсткості всіх компонентів системи: верстати - інструменти - деталі. Збільшення жорсткості ускладнює не тільки автоколивання, але й ускладнює будь-які інші коливання, оскільки збільшує власну частоту коливань системи і, отже, зменшує інтенсивність (амплітуду) коливань.

2. Розсіювання (затухання) енергії коливань системи. Якщо сумарна демпфуюча (поглинена) енергія за рахунок додаткового амортизатора перевищує енергію збудження при стабільній амплітуді незгасаючого коливання, вібрація зменшується або припиняється.

### **1.1 Основні методи визначення характеристик розсіювання енергії при коливаннях**

*Енергетичний метод.* Полягає у вимірюванні витрат електричної або механічної потужності збудника на підтримку усталених коливань зразка що досліджується.

$$\psi = \frac{N_1 - N_2}{fW}; \quad (1.1)[2]$$

де  $N_1$  – потужність збудника;  $N_2$  – потужність, витрачена на підтримку коливань;  $f$  – частота усталених коливань зразка;  $W$  – потенційна енергія деформованого зразка, що відповідає амплітуді усталених коливань.

*Термічний метод.* Оцінювання демпфуючих властивостей матеріалу засноване на вимірюванні кількості теплової енергії, яка виділяється в зразку в процесі коливань. Кількість енергії що розсіюється:[2]

$$\Delta W = \frac{Q}{tf}; \quad (1.2)$$

де  $Q$  – кількість теплової енергії;  $f$  – частота циклічного деформування зразка;  $t$  – проміжок часу вимірювань.

*Метод статичної петлі гістерезису.* Цей метод безпосередньо отримує петлю гістерезису в координаті «розтяг  $\sigma$  – деформація  $\varepsilon$ » шляхом вимірювання відповідного переміщення або деформації під час ступінчастого статичного навантаження та розвантаження зразка (рис. 3, а) Демпфірувальні характеристики матеріалу досліджуваного зразка характеризуються величиною відносної дисипації енергії  $\psi$ , яка визначається як відношення площі петлі гістерезису  $\Delta W$  до пружної енергії  $W$ , що відповідає амплітуді деформації  $\varepsilon$ .

*Метод вільних затухаючих коливань.* Майже найпопулярніший метод. У зразку створюються та реєструються вільні затухаючі коливання. Діаграми обробляють і визначають декремент за формулою : [2]

$$\delta = \ln \frac{A_i}{A_i + 1} \quad (1.3)$$

За досить малому затуханні для визначення декременту коливань по діаграмі остання ділиться на ряд ділянок з кількістю циклів  $n$ , які залежать від інтенсивності спадання амплітуд.

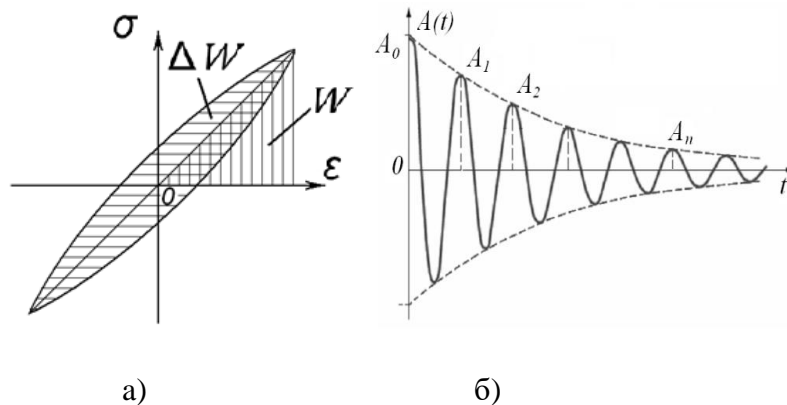
Середнє значення декременту на ділянці визначається за формулою:[2]

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \frac{A_i}{A_i + n}; \quad (1.4)$$

*Метод вимушених коливань (резонансу).* Метод полягає в піддаванні конструкції дії вимушених коливань, частота яких поступово зростає. Декремент визначають за формулою:[2]

$$\delta = \pi \frac{A_{\text{стат}}}{A_{\text{макс}}}; \quad (1.5)$$

де  $A_{\text{стат}}$  - переміщення системи під дією статичної сили, рівної за величиною амплітуді збуджуючої сили;  $A_{\text{макс}}$  - максимальна амплітуда коливань при резонансі.



**Рисунок 3** Петля гістерезису (а), графік вільних затухаючих коливань (б) [2]

*Фазовий метод.* Суть методу у залежності кута зсуву фази  $\gamma$  між гармонійною силою та що ззовні, та деформацією пружної системи що вона викликає. Відносне розсіювання енергії в матеріалі визначається за формулою:[2]

$$\psi = 2\pi \left( 1 - \frac{\omega^2}{p^2} \right) \text{tg} \gamma \quad (1.6)$$

*Метод кривої резонансу.* Полягає у залежності ширини резонансного піку амплітудної кривої переміщення і резонансної западини амплітудної кривої збуджуючої сили від величини дисипативних сил. За шириною піку оцінюються демпфуючі властивості зразка.

*Метод резонансної частоти.* Резонансна частота системи залежить від рівня втрат енергії в матеріалі.

*Метод наростаючих резонансних коливань.* В цьому методі послідовно записуються процеси збільшення і усталених резонансних коливань, а також вільних затухаючих коливань після зриву збудження. З однієї осцилограми можна отримати амплітудну залежність декременту коливань як при поступовому збільшенні амплітуди деформації, так і після початкової деформації зразка з максимальною амплітудою.

## **1.2 Демпфуюча здатність матеріалів**

Демпфуюча здатність матеріалів, визначається їхньою здатністю поглинати та розсіювати енергію вібрацій і ударів. Демпфуючі матеріали використовуються для зменшення коливань і вібрацій у різних галузях, включаючи транспортні засоби, будівельні конструкції, інструменти, тощо.

Демпфуюча здатність матеріалів залежить від ряду факторів, включаючи їхні фізичні та хімічні властивості. Деякі ключові фактори, які впливають на демпфуючу здатність гуми та інших матеріалів, включають:

1. Еластичність: Матеріали з високим модулем пружності, такі як гума, можуть відбивати більше енергії при вібраціях, що призводить до меншої демпфуючої здатності. З іншого боку, матеріали з меншою еластичністю можуть поглинати більше енергії.

2. Внутрішні тертя: Матеріали, які мають внутрішні тертя або в'язкі властивості, зазвичай демпфують коливання краще. Гума має хороші в'язкі властивості, що допомагає їй поглинати енергію вібрацій.

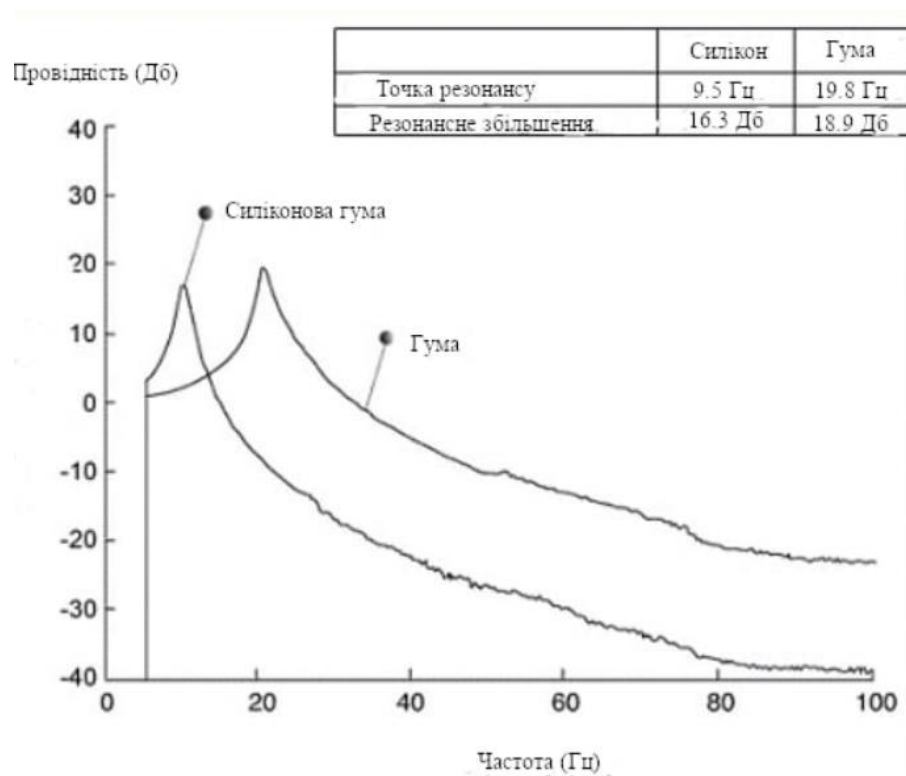
3. Пористість: Пористі матеріали можуть мати покращену демпфуючу здатність, оскільки повітряні кишені в їхній структурі можуть допомагати відбивати та розсіювати енергію вібрацій.

4. Механічні властивості: Матеріали з високою міцністю та жорсткістю можуть мати кращу здатність амортизувати вібрації, оскільки вони менше деформуються.

5. Температура: Температура може впливати на демпфуючу здатність. Деякі матеріали можуть втрачати свою демпфуючу здатність при низьких або високих температурах.

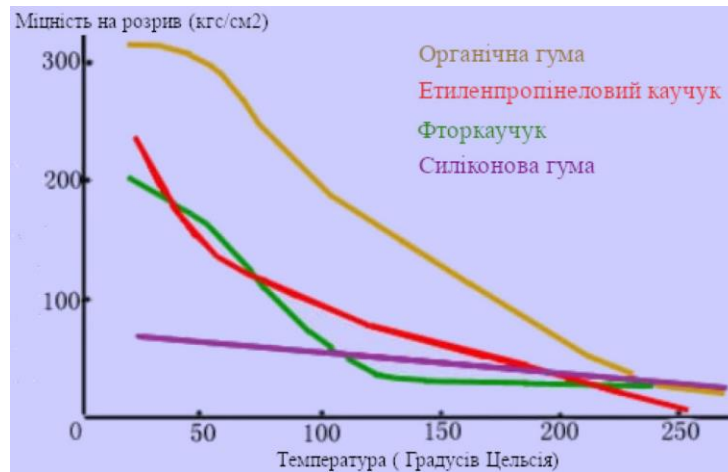
6. Товщина та форма: Товщина та форма матеріалу також впливають на його демпфуючу здатність. Товший та більше віброізований шар матеріалу може бути більш ефективним у поглинанні вібрацій.

Демпфування є найважливішою характеристикою щодо контролю вібрації та віброізоляції. Нижче порівняно амортизаційні характеристики силікону та гуми.



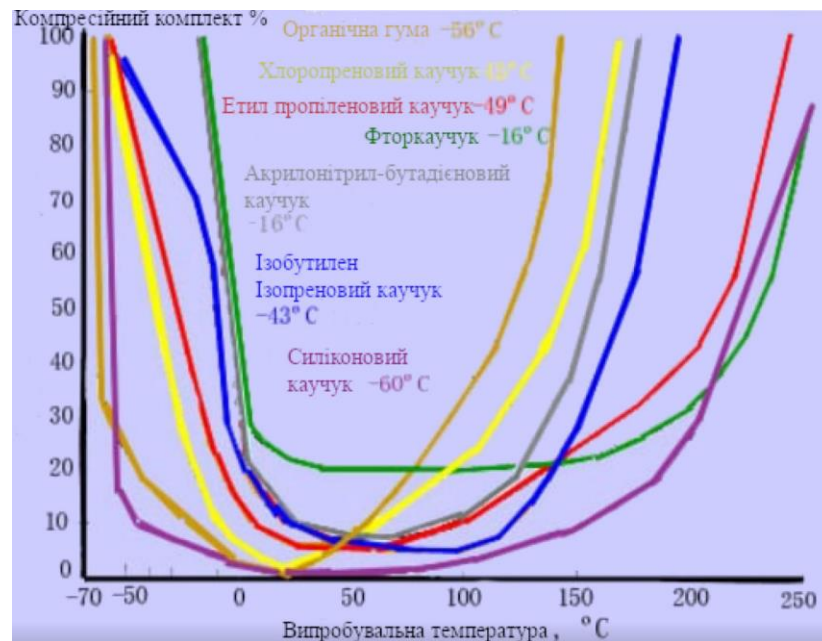
**Рисунок 1.2** Типові характеристики органічної та силіконової гуми[18]

Якщо говорити про властивості на розтягнення та втому, то зрозуміло що ці властивості будуть змінюватись залежно від конкретного матеріалу, способу його обробки та подальшого затвердіння. Як можна побачити на графіку 1.2 властивості органічної гуми мають достатньо високу міцність на розрив, але при цьому, великий вплив має температура.



**Рисунок 1.2** Залежність міцності на розрив каучуку від температури[18]

Також свою роль відіграє здатність відновлюватись після деформації стиснення. На графіку 1.1 наведено діапазон відновлення деяких каучуків.



**Рисунок 1.2** Діапазон відновлення каучуку[18]

Ступінь стиску органічного каучуку є стабільним в діапазоні від  $-56^{\circ}\text{C}$  до  $+140^{\circ}\text{C}$ .

### 1.3 Визначення декременту коливань

Загальні виміри демпфуючої здатності включають коефіцієнт демпфування та логарифмічне декрементування.

У реальній механічній коливній системі, після того як їй була надана початкова енергія для початку коливань, ця енергія поступово витрачається на подолання сил тертя. Це призводить до зменшення максимального відхилення коливного тіла від положення рівноваги, а також до зменшення його швидкості та прискорення, і в результаті коливання поступово припиняються.

Закон зменшення амплітуди коливань залежить від типу сил тертя. Один із найпоширеніших і простих випадків полягає в тому, що сила тертя пропорційна прямій швидкості  $v$ :

$$F_T = -bv = -b \frac{dx}{dt}; \quad (1.1)[8]$$

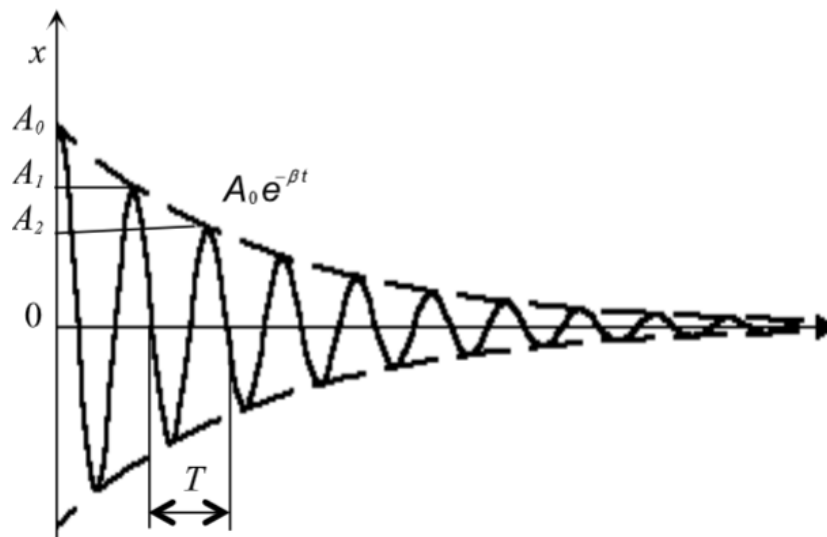


Рисунок 1.3 Графік затухаючих коливань [8]

де  $x$  – зміщення від рівноваги;  $b$  – додатна величина, що характеризує силу тертя. В такому разі, динамічне рівняння руху тіла буде виглядати:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = -kx - b \frac{dx}{dt}; \quad (1.2)[8]$$

де  $m$  – маса тіла,  $-kx$  – квазіпружна сила.

Запишемо цей вираз у вигляді:

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + 2\beta \frac{dx}{dt} + \omega_0^2 x = 0; \quad (1.3)[8]$$

де  $2\beta = b/m$ ;  $\omega_0^2 = k/m$ ;  $\omega_0$  – частота коливань що відбуваються без тертя

Розв'язок виразу (1.3) будемо шукати у комплексній формі:

$$x = A_0 e^{i\gamma t}; \quad (1.4)[8]$$

тут  $\gamma$  – шукана величина,  $A_0$  – зміщення у початковий момент часу,  $t = 0$ .

Якщо підставити (1.4) у (1.3) – отримаємо:

$$A_0 e^{i\gamma t} (\gamma^2 - 2i\beta\gamma - \omega_0^2) = 0; \quad (1.5)[8]$$

Так як множник  $A_0 e^{i\gamma t} \neq 0$ , то

$$\gamma^2 - 2i\beta\gamma - \omega_0^2 = 0; \quad (1.6)[8]$$

Звідси

$$\gamma = i\beta \pm \sqrt{\omega_0^2 - \beta^2} = i\beta \pm \omega; \quad (1.7)[8]$$

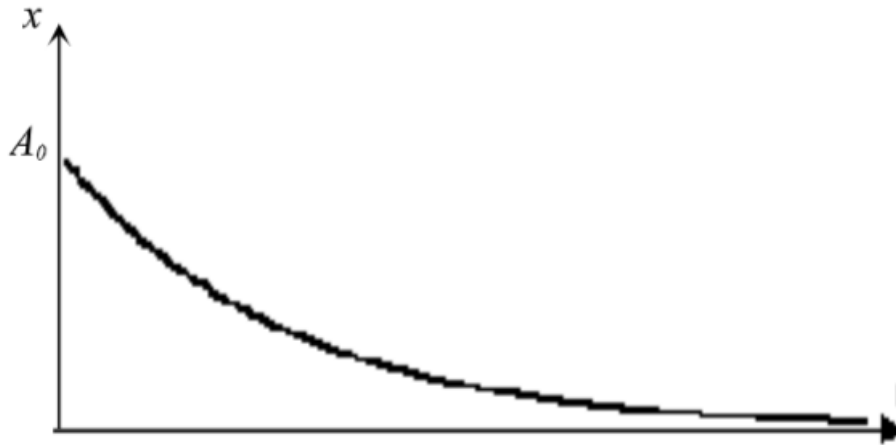
Де

$$\omega = \sqrt{\omega_0^2 - \beta^2} \quad (1.8)[8]$$

Якщо підставити (1.7) у (1.4), отримаємо:

$$x = A_0 e^{-\beta t} e^{\pm i\omega t} \quad (1.9)[8]$$

При великій силі тертя, коли  $\beta$  більше  $\omega_0$ , значення  $\omega$  стає уявним. Тоді значення  $i\omega t$  є дійсним, і відповідно до формули (1.9) зміщення  $x$  буде спадати експоненційно: коливання поступово припиняються. (Рис. 1.3)



**Рисунок 1.3** Спадання зміщення  $x$  [8]

Якщо навпаки, ( $\beta < \omega_0$ ), то дійсною буде величина  $\omega$ . Тоді  $e^{\pm i\omega t} = \cos \omega t \pm i \sin \omega t$  і співвідношення (1.9) матиме вигляд  $x = A_0 e^{-\beta t} (\cos \omega t \pm i \sin \omega t)$ .

Так як синус і косинус відрізняються лише аргументом, то розв'язок можна виразити лише за допомогою однієї з цих функцій:

$$x = A_0 e^{-\beta t} \cos(\omega t + \phi_0) \quad (1.10)[8]$$

де  $\phi_0$  та  $A_0$  – початкові фаза і амплітуда

Рівняння (1.10) описує згасаючі коливання, для яких величину

$$A = A_0 e^{-\beta t} \quad (1.11)[8]$$

Називають амплітудою

З рівняння (1.11) можна зрозуміти, що з часом амплітуда коливань, які згасають, зменшується за експоненціальним законом, і коли коефіцієнт згасання ( $\beta$ ) зростає, коливання згасають швидше. Тому  $\beta$  називається коефіцієнтом згасання.

Циклічна частота згасаючих коливань ( $\omega$ ) визначається зі співвідношення (1.8). Ця частота завжди менша за циклічну частоту власних коливань системи ( $\omega_0$ )

$$\text{Величину } T = \frac{2\pi}{\omega} \quad (1.12)[8]$$

називають періодом загасаючих коливань.

$T > T_0 = \frac{2\pi}{\omega_0}$ , де  $T_0$  – власний період коливань коли немає тертя.

З (1.11) зрозуміло, що за час

$$\tau = \frac{1}{\beta} \quad (1.13)[8]$$

Загасаючі коливання стають меншими в  $e$  раз. А  $\tau$  – називається часом релаксації коливань.

Логарифмічний декремент згасання, позначений як  $\Theta$ , характеризує ступінь зменшення амплітуди коливань за один період. Він обчислюється як натуральний логарифм відношення двох послідовних амплітуд, поділених на період коливань  $T$ :

$$\Theta = \ln \frac{A_1}{A_2} = \ln \frac{A_0 e^{-\beta t}}{A_0 e^{-\beta(t+T)}} = \beta T = \frac{1}{\tau \nu} \quad (1.14)[8]$$

Де  $\nu = \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\pi}$  - частота загасаючих коливань.

Кількість коливань, зроблених за час загасання  $\tau$ :

$$N_e = \frac{\tau}{T} = \frac{1}{\Theta} \quad (1.15)[8]$$

Таким чином, логарифмічний декремент згасання  $\Theta$  можна визначити як обернену величину до кількості коливань, після яких амплітуда зменшується в  $e$  раз. Наприклад, якщо  $\Theta = 0,01$ , то це означає, що коливання згасають (амплітуда зменшується в  $e$  рази) після здійснення 100 коливань.

Фізичною величиною, яка відображає енергетичні втрати системи, яка виконує згасаючі коливання, є добротність  $Q$ . Добротність  $Q$  обчислюється як відношення запасеної системою енергії до енергії, яку вона втрачає протягом одного періоду:

$$Q = 2\pi \frac{E}{\left| \frac{dE}{dt} \right| T} \quad (1.16)[8]$$

За малих значень  $\beta$ ,  $\omega \approx \omega_0$ . В такому випадку енергія системи буде рівна

$E = \frac{m\omega^2 A^2}{2}$ . Тоді із (1.16) з урахуванням (1.12) отримаємо:

$$Q = \frac{\pi}{\beta T} \quad (1.17)[8]$$

Використавши вирази (1.12), (1.14) і (1.15), отримаємо зв'язок добротності з іншими характеристиками коливань:

$$Q = \frac{\omega}{2\beta} = \frac{\pi v}{\beta} = \pi \tau v = \frac{\pi}{\Theta} = \pi N_e \quad (1.18)[8]$$

З останньої рівності випливає, що добротність дорівнює числу коливань, проведених за час згасання, помноженому на число  $\pi$ . Наприклад, якщо  $N_e = 100$  коливань, то добротність системи  $Q = 314$ .

**Висновок:** Надмірні вібрації можуть суттєво впливати на точність обробки та тривалість експлуатації інструментів, що підкреслює необхідність приділення уваги цьому аспекту в виробничих процесах.

Вивчені методи боротьби з вібраціями включають в себе використання спеціальних матеріалів для виготовлення інструментів, оптимізацію параметрів різання, застосування амортизаторів та антивібраційних систем, а також вдосконалення конструкції верстатів. Кожен з цих методів має свої переваги та обмеження, і їх ефективність залежить від конкретних умов та завдань обробки.

Комплексний підхід до боротьби з вібраціями, який включає в себе як технічні, так і конструктивні рішення, може значно поліпшити стабільність процесу обробки та забезпечити оптимальні умови для досягнення високої якості обробки.

Визначено, що демпфуючі властивості матеріалів грають критичну роль у контролі та зменшенні вібрацій у різних системах. Вирішено, що гума в якості демпфуючого матеріалу, буде найкращим варіантом для нашого дослідження через дешевизну та її чудову здатність поглинати та розсіювати коливання. Також розглянуто метод визначення логарифмічного декременту коливань, який є важливим параметром для характеристики зменшення амплітуди коливань в матеріалах.

Одним із ключових висновків є важливість вимірювання та аналізу логарифмічного декременту коливань для об'єктивного оцінювання демпфуючих властивостей матеріалів. Цей параметр допоможе кількісно оцінити ефективність матеріалу в приглушенні коливань та визначити його потенційне використання в конкретних умовах.

На основі отриманих результатів можна зробити висновок, що розуміння та врахування демпфуючих характеристик матеріалів та методів визначення логарифмічного декременту коливань є важливим етапом при проектуванні та виборі матеріалів для конструкцій та систем, спрямованих на контроль та підтримання стійкості вібрацій у різних галузях, від будівництва до технічних пристроїв.

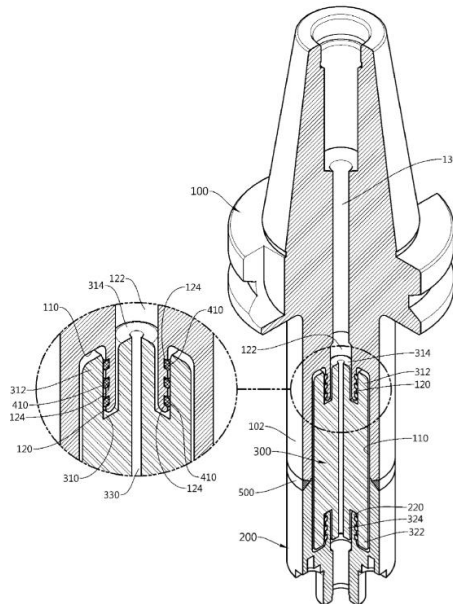
## 2 АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ІНФОРМАЦІЙНОГО ПОШУКУ

Патентний пошук є обов'язковою частиною дослідження, яка стосується: визначення рівня розвитку та тенденції розвитку технічних об'єктів шляхом порівняльного аналізу створених об'єктів з кращими вітчизняними та зарубіжними зразками; патентоспроможності рішень та використання промислової власності прав.

Результати пошуку систематизуються, аналізуються та формалізуються у вигляді плакату.

Було здійснено патентний пошук за ключовими словами:

1. « Антивібраційна структура для різального інструменту», CN104640655A. [3]



**Рисунок 2.1** Антивібраційна структура [3]

Поточний винахід описує антивібраційну структуру для різального інструменту, яка включає наступні компоненти:

Перший тримач інструмента (100) обладнаний першою циліндричною кишенею (110) та першим внутрішнім циліндром (120).

Другий тримач інструмента (200) обладнаний другою циліндричною кишенею (210) та другим внутрішнім циліндром (220). Він інтегрально сформований з першою кінцевою частиною (140) та другою кінцевою частиною (240).

Демпфуючий елемент (300) має першу та другу пази кишень (310, 320) на обох кінцевих частинах, а також перші та другі зовнішні вставки (312, 322) на зовнішній стороні і перші та другі внутрішні вставки (314, 324) на внутрішній стороні. Це дозволяє першому внутрішньому циліндру (120) вставлятися в перший паз кишені (310), а другому внутрішньому циліндру (220) вставлятися в другий паз кишені (320) для поглинання вібрації.

Перший кільцевий елемент (410) розташований між зовнішньою периферійною поверхнею першого внутрішнього циліндра (120) та внутрішньою периферійною поверхнею першої пази кишені (310).

Другий кільцевий елемент (420) розташований між зовнішньою периферійною поверхнею другого внутрішнього циліндра (220) та внутрішньою периферійною поверхнею другої пази кишені (320).

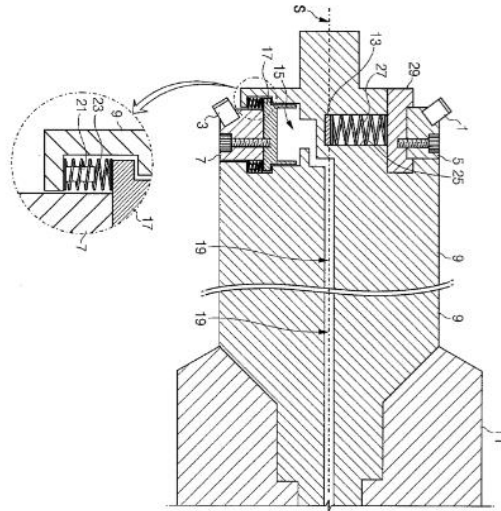
Ця структура призначена для підвищення стійкості до вібрації при обробці матеріалів за допомогою різального інструменту.

2. «Робочий інструмент вертикально – свердлильної машини», KR20050023764A. [4]

Рисунок 2.2 а – це поперечний розріз обробного інструмента для свердлильної машини. Рисунок 2.б – це поперечний розріз свердлильної машини. Обробний інструмент для машини монтується на шпинделі 11.

Через тримачі наконечників 5 і 7, монтується напівфінішний наконечник 1 і фінішний наконечник 3 відповідно.

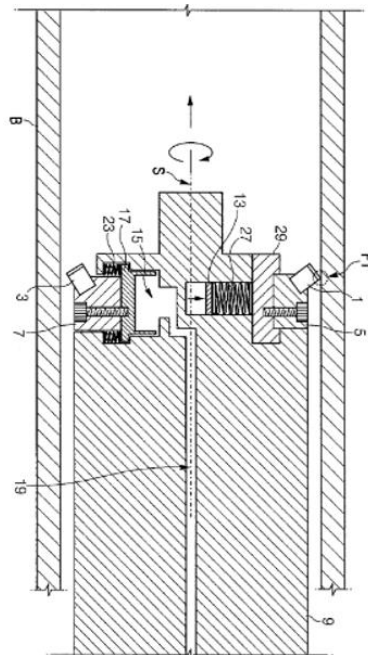
Під час свердління циліндричного отвору В, напівфінішне свердління виконується під час руху вперед і фінішне свердління під час руху назад.



а)

**Рисунок 2.2** Поперечний розріз інструмента [4]

В середині кінця тримача 9 знаходиться балансова вага 13, яку підтримує пружина 27 що функціонує як засіб пригнічення обертових вібрацій.



б)

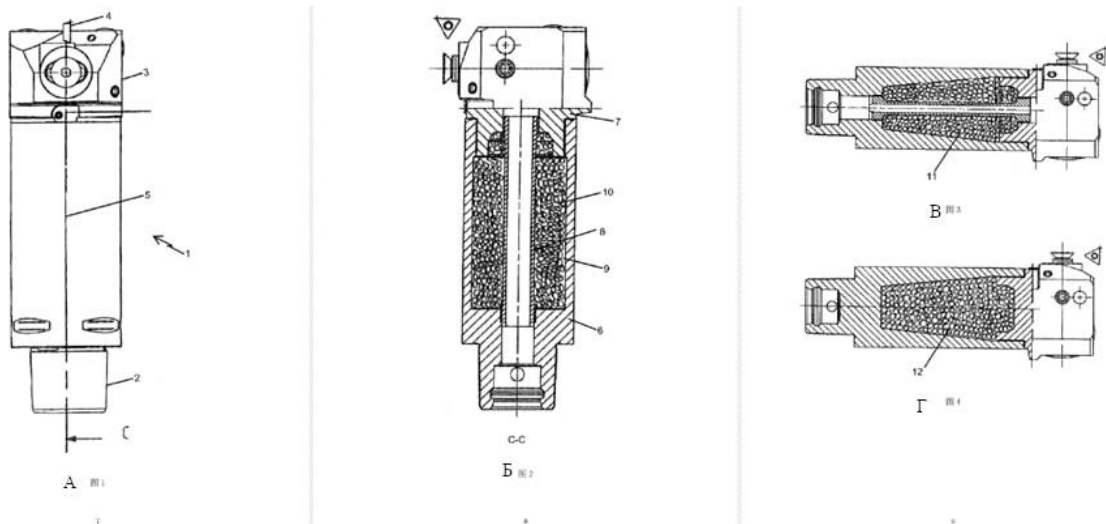
**Рисунок 2.2** Поперечний розріз свердильної машини [4]

Гідравлічний циліндр 19 утворений вздовж вісі обертання S свердлильного тримача 9, і один кінець гідравлічного циліндра 19 підключено до гідравлічної робочої камери 15. Всередину кінця тримача 9 встановлено стопорний штир 21 на якому кріпиться поршень 17. Пружинний жолобок 25 покритий захисним блоком 29 і інтегрально закріплений на тримачі 9.

Після завершення напівфінішного свердлення, фінішне свердлення виконується в реверсному напрямку обробки. Гідравлічний тиск подається зі свердлильної машини через гідравлічний масляний канал 19 до гідравлічної робочої камери 15 для того, щоб фінішний наконечник 3 свердлив більше, ніж напівфінішний наконечник 1.

Принцип переміщення балансової ваги 13 шляхом стиснення балансової пружини 27 за допомогою центробіжної сили, яка пропорційна швидкості обертання тримача 9 під час обробки у напівфінішному та фінішному свердленні, змінюється паралельно з регулюванням модуляції пружини балансу 27 під час початкової настройки.

### 3. «Амортизований інструмент», CN104704260B [5]



**Рисунок 2.3 (А,Б,В,Г) [5]**

1 – Інструмент; 2 – Валик; 3- Ріжуча пластина; 5 – Вісь обертання; 6 – Нижня частина; 7 – Верхня частина; 8 – Порожній гвинт; 9 – Порожнина; 10 – Конструктивний елемент; 11 – Порожнина; 12 – Порожнина;

Метою даного винаходу є створення інструмента, який може працювати з мінімальними вібраціями та/або мати значно більшу довжину в напрямку вздовж осі обертання, порівняно з звичайними інструментами, які працюють у продольному напрямку. Ця мета досягається шляхом використання корпусу із внутрішньою порожністю, в якому розташовано безліч порожнистих структурних елементів із закритою зовнішньою оболонкою, в яких принаймні один твердий об'єкт або порожнина може вільно рухатися всередині.

Ці порожнисті структурні елементи зазвичай використовуються для поглинання звуку та служать як проміжний заповнюючий шар, наприклад, як стеля, для зменшення шуму.

Втім, виявлено, що частки або порожнини, які знаходяться всередині порожнистих структурних елементів, мають дуже ефективні властивості щодо поглинання вібрацій. Особливо при раптових вібраціях вони спочатку залишаються нерухомими завдяки своїй інерції, що призводить до амортизації вібрації. Коли корпус вібрує, він також стимулює вібрувати внутрішні частки або порожнини. Однак через відмінну від природної частоту інструмента природну частоту вібрації цих внутрішніх часток або порожнин це сприяє ефективному поглинанню вібрації.

На поперечному розрізі на рисунку 2 видно, що інструмент 1 складається з двох частин: нижньої частини 6 та верхньої частини 7. Ці частини з'єднані порожнім гвинтом 8, який одночасно входить в обидві частини - нижню частину 6 та верхню частину 7. У нижній частині 6 розміщена виїмка або порожнина 9, що оточує порожній гвинт 8. Порожнину 9 в нижній частині 6 закриває верхня частина 7, утворюючи закритий простір, який може бути заповнений декількома порожніми структурними елементами 10. Ці елементи можуть бути вставлені як вільні сипучі матеріали і в цьому випадку порожнину 9 слід заповнювати якомога повніше клейовою або смоляною структурою. Якщо порожні структурні елементи 10 з'єднані між собою, наприклад, за допомогою клею, і ідеально збігаються з порожнім гвинтом 8 та нижньою частиною 6, то ці структурні елементи виконують функцію не лише поглинання

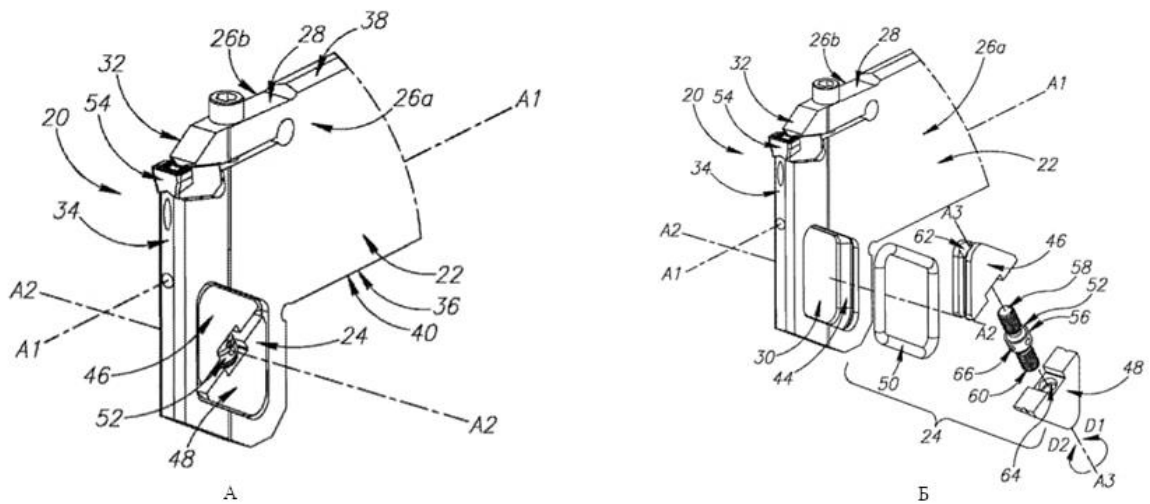
вібрацій, але і поглинання сил. Це дозволяє зменшити товщину зовнішньої стінки нижньої частини 6. Крім того, порожній гвинт 8 дозволяє подавати охолоджуючу або змащуючу рідину в необхідні місця.

Рисунок 3 відображає другий варіант виконання винаходу, який дуже схожий на перший варіант. Однак у цьому варіанті порожнину виконано у формі конуса, тобто вона розширюється в напрямку різцевого відділу. Це призводить до високого рівня жорсткості навколо відділу валика та високого рівня поглинання вібрацій біля різцевого відділу. Також видно, що зовнішній діаметр канюльованого гвинта малий у регіоні порожнини, що призводить до подальшого розширення порожнини в напрямку вісі обертання.

Рисунок 4 показує поперечний розріз третього варіанта виконання винаходу. Цей варіант відрізняється від другого варіанта тим, що дві частини різцевого відділу не з'єднані між собою за допомогою порожньої гвинта. Внаслідок цього у цьому варіанті виконання не утворюється порожнини у формі кільця.

Завдяки цьому заходу винаходу інструмент для обробки може бути спроектований з істотним подовженням в напрямку осі обертання без зміни діаметру і при цьому не викликає більших вібрацій без зміни різцевої сили. Крім того, вага інструменту може бути значно зменшена

4. «Деталь для ножа для розкрою з вібропоглинальним вузлом з ваговою складовою», СА3008582А1 [6]

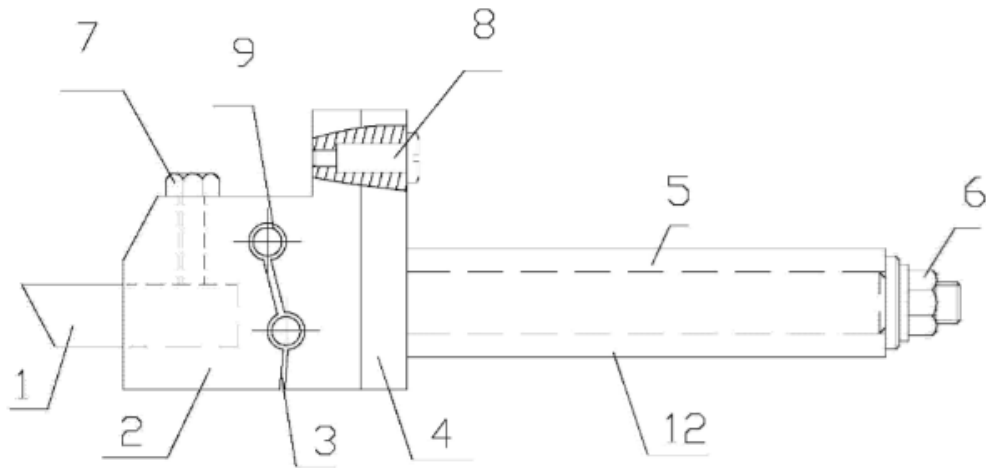


**Рисунок 2.4** Інструмент для розкрою [5]

Деталь для ножа для розкрою (20) складається з корпусу тримача (22) та вузла вібропоглинання ваги (24). Корпус тримача (22) має протилежні першу та другу бічні поверхні (26а, 26б), а також верхню поверхню (28), яка розташована між ними. Крім того, корпус тримача (22) обладнаний вставним вузлом монтажу (32), який розташований на передньому кінці корпусу тримача (22) біля верхньої поверхні (28).

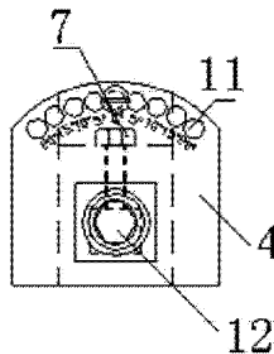
На першій та другій бічних поверхнях (26а, 26б) корпусу тримача (22) розташовані вагові вилини (30), які мають внутрішню поверхню отвору (44). Ваговий вузол (24) поміщений всередину вагових вилин (30) і складається з першої та другої вагових частин (46, 48). Також в ньому є демпферне кільце (50), яке розташоване вздовж внутрішньої поверхні отвору (44), та актуатор (52). Актуатор взаємодіє з першою та другою ваговими частинами (46, 48) та спонукає їх віддалятися одна від одної. Це призводить до тиску кожної вагової частини (46, 48) на демпферне кільце (50) всередині вагових вилин (30).

5. «Машина для кріплення інструменту з вільною заміною головки інструменту для різання з демпфуванням і буферними функціями для інструмента», CN104001948A [7]



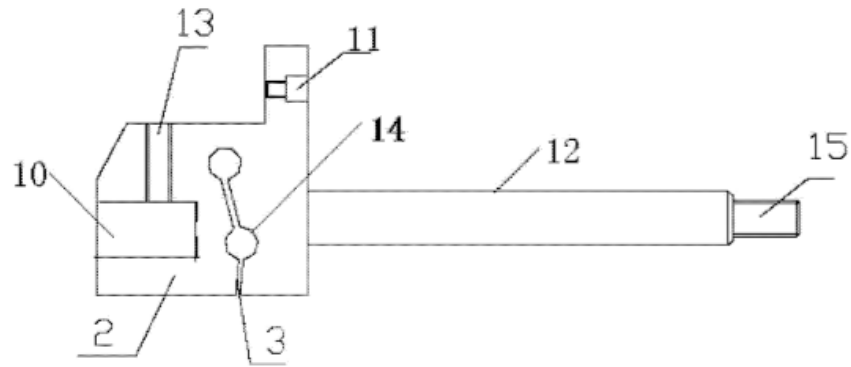
**Рисунок 2.5** Пристрій для кріплення інструменту [7]

Машинний затискач містить засіб для зміни інструмента з віброгасінням, включаючи тримач інструмента з аксіально фіксованим штоком. Шток включає в себе обертовий позиціонувальний біт 2, який з'єднується аксіально з штоком з'єднувача 12.

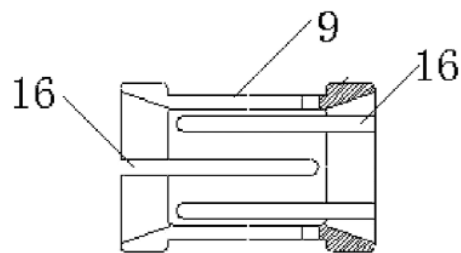


**Рисунок 2.6** Вигляд позиціонувального біта[7]

1 - формуючий корпус, 2 - обертаюча позиціонуюча ріжуча головка,  
 3 - амортизаційний жолоб, 4 - індексна позиційна плита, 5 - гільзовий стрижень,  
 6 - гайка зі стопором, 7 –гвинтове кріплення, 8 - індексний штифт, 9 - еластична  
 відкрита гільза, 11 - індексний отвір для розташування, 12 - шток з'єднувача, 13  
 - отвір для блокування, 16 - відкритий сліпий жолоб



**Рисунок 2.7** Спрощений вигляд інструменту[7]



**Рисунок 2.8** Еластична гільза з сліпими пазами [7]

Шток з'єднувача 12 проходить через вхідний отвір передньої поверхні прямокутного корпусу гільзового стрижня 5, і обертовий позиціонувальний біт 2 та гільзовий стрижень 5 утворюють цілісну конструкцію завдяки гайці-затискачу 6 на різьбовому кінці штоку з'єднувача 12. Формуючий лезовий корпус 1 закріплюється за допомогою верхнього гвинта типу пресуючої фіксації 7, який проходить через отвір для блокування, обертаючи корпус ножа 10 в передній частині обертового позиціонуючого біта 12. Отвір для розташування леза 10 може мати трикутну, чотирикутну, п'ятикутну форму або бути різьбленим, з одним із них бажано в прямокутній формі. Індексна позиційна плита 4, яка прикріплена до передньої поверхні гільзового стрижня 5, обертається і позиціонується за допомогою індексного отвору для розташування на вгнутої поверхні обертового позиціонуючого біта 2 та закріплюється за допомогою індексного штифта 8, залежно від кута обертання

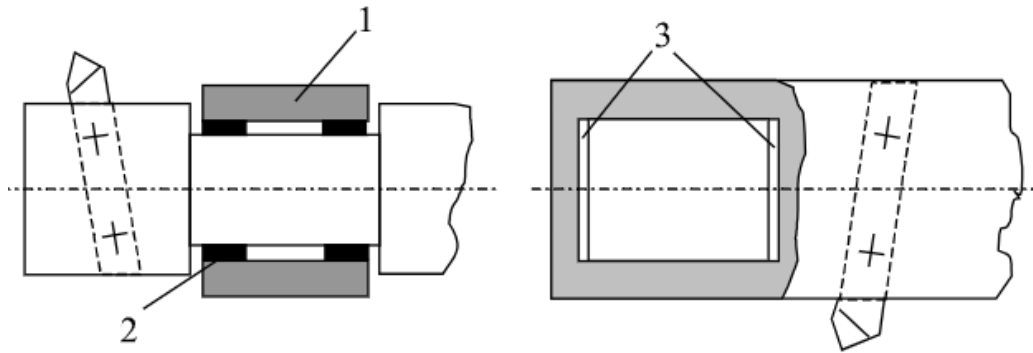
індексаційної плити 4. На відповідному місці поверхні обертового позиціонуючого біта 2 та верхній дугою поверхні індексного диска 4 можуть бути створені індексні отвори 11, розташовані через  $0^{\circ}$ - $20^{\circ}$ . інтервали. Індексний отвір 11 на індексному диску 4 може бути різьбленим і фіксуватися за допомогою індексного штифта 8.

На протилежних площинах прямокутного корпусу обертового позиціонуючого біта 2 розташовані два отвори 14, які облягаються еластичними відкритими гільзами 9. Ці два отвори 14 розташовані на різних кінцях обертового позиціонуючого біта 2 і не лежать на одній прямій лінії. Між цими двома отворами 14 є амортизаційний жолоб 3, який простягається до дна обертового позиціонуючого біта 2. Амортизаційний жолоб 3 представляє собою нахилений прохідний канал. Еластичну відкриту гільзу 9 встановлено в амортизаційний жолоб 3, і амортизаційний буфер діє під впливом радіальних сил, які виникають від обертового позиціонуючого біта 2. Стержень еластичної відкритої гільзи 9 має принаймні дві пари протилежних сліпих пазів 16, розташованих на протилежних боках відкривання. Кожний сліпий паз 16 разом із силою, що виникає від амортизаційного жолоба 3, спрямований на обмеження надмірної подачі інструмента під час обертання.

## **2.1 Огляд відомих конструкцій демпферів коливань**

Відомі пристрої для гасіння коливань динамічних систем «інструментальна частина» при токарних процесах. Обробку можна класифікувати за основними напрямками динамічного підвищення якості. За принципом дії розрізняють пристрої, які збільшують демпфірування та створюють рівні та протилежні сили тим що збурюють, комбіновані, активні чи пасивні.

Пристрої з демпферами широко використовуються в операціях розточування (рис. 2.9). Додаткова маса 1 з'єднана з демпфуючими прокладками 2, або як на другому вигляді розміщена з зазором 3. Енергія розсіюється при зіткненні маси гасника і маси оправки, з урахуванням того, що маса гасника втричі менше, ніж маса оправки.



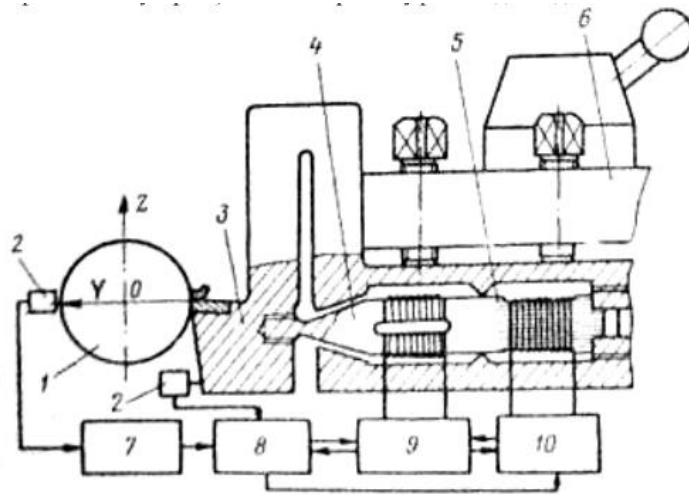
**Рисунок 2.9** Динамічні гасники коливань розточувальних борштанг

Розглянемо активний демпфер (рис. 2.10), що складається із спеціального інструменту 3, затиснутого в різцетримачі верстата. З різцем 3 жорстко з'єднаний магнітострикційний перетворювач 4, що з'єднаний з ультразвуковим підсилювачем потужності 9. На перетворювач 4 діє постійне магнітне поле електромагніту 5, що живиться від джерела постійного (саморегулюючого) струму 10. Контроль сигналу від вібродатчика 2, розташованого на відстані 0,5-1,5 мм від заготовки 1, здійснюється за допомогою контролю віброшвидкості 7 підсилювача потужності 9 і відповідного блоку 8.

У розробленому пристрої демпфіруюча сила створюється за допомогою датчика 4, який з одного боку закріплений в супорті 6, а з іншого боку впливає на деталь 1 через зону різання.

Дослідження демпфіруючих властивостей розробленого активного різце-демпфера було проведено під час чистового точіння.

Виявлено, що застосування такого пристрою призводить до зменшення амплітуди автоколивань приблизно у 3 рази.



**Рисунок 2.10** Схема активного демпфера

1-заготовка; 2-датчик швидкості та переміщень; 3-різець; 4-магнітострикційний вібратор; 5-електромагніт; 6-різцетримач; 7-вимірник вібрацій; 8-корегуючий електронний пристрій; 9 - ультразвуковий підсилювач потужності; 10-джерело постійного струму.

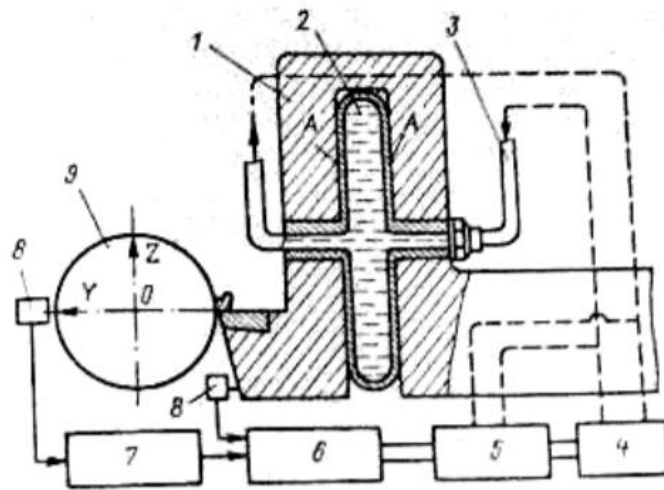
Дані круглограмм показали, що обробка заготовок з жароміцної сталі Х15Н5Д2Т за допомогою цього пристрою знижує висоту вовнистості обробленої поверхні на 2,5-3,5 рази порівняно з обробкою звичайними різцями.

Застосування ультразвукових коливань також змінює характер утворення стружки. Коефіцієнт поперечної усадки стружки зменшується приблизно на 18-35% у всьому діапазоні швидкостей різання (0,1-1,5 м/с) та подач (0,052-0,42 мм/об).

Контроль інтенсивності автоколивань технологічної системи можна здійснювати за допомогою інструментів з регульованою жорсткістю. Прикладом такого інструменту є різець із змінною жорсткістю, функціональну схему якого показано на рис. 2.11

Жорсткість інструменту 1 зменшується в напрямку дії сили  $P_y$ . У канавку інструменту між опорними поверхнями А вбудована гофрована втулка 2. Камера сильфонної втулки з'єднана з гідрокоректором 5 і насосом 4.

Управління гідрокоректором здійснюється електронним пристроєм керування 6, який приймає сигнали від електромагнітного датчика переміщення 8.



**Рисунок 2.11** Схема пристрою з жорсткістю що регулюється

1- спеціальний різець; 2-сильфон; 3-гідропривід; 4-гідравлічний насос; 5-гідравлічний коректор; 6-електронний пристрій що корегує; 7-пристрій для виміру вібрацій; 8-датчики; 9-заготовка що оброблюється; А-опірні поверхні.

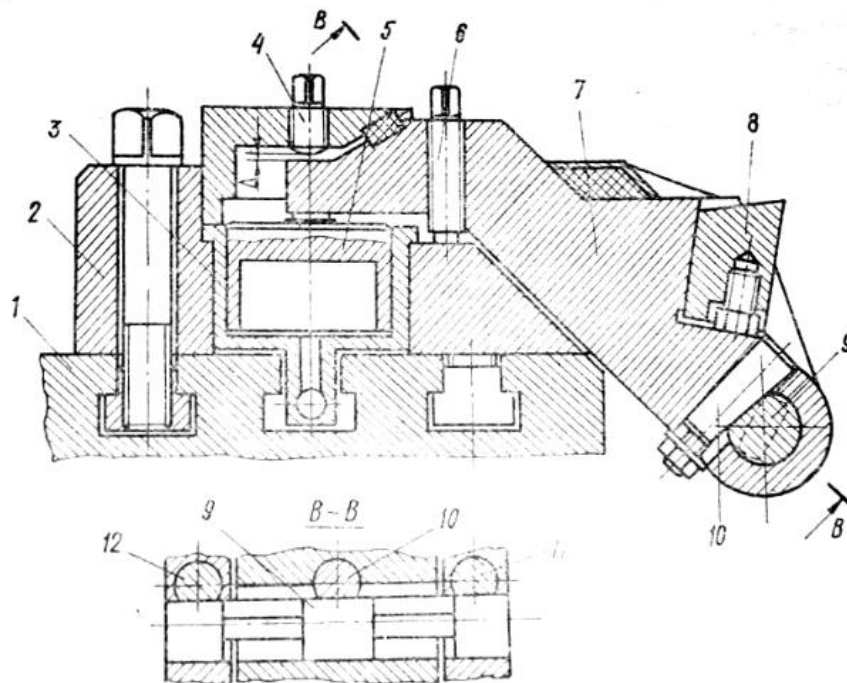
Така конструкція дозволяє змінювати жорсткість технічної системи в напрямку осі ОУ або створювати автоматично регульовану жорсткість в цьому ж напрямку. За допомогою цього пристрою можна приблизно в три рази зменшити амплітуду автоколивань і шорсткість обробленої поверхні.

Хвилястість на поверхні деталі зумовлена коливаннями динамічної системи верстата і може бути зменшена шляхом зміни конструкції ріжучого інструменту, орієнтації ріжучої кромки та положення інструменту відносно еліпса жорсткості пружної системи.

Дроблення стружки, що утворюється при обробці липких і важкооброблюваних матеріалів, часто призводить до додаткових коливальних рухів інструменту відносно заготовки. Для ефективного подрібнення стружки

частота коливань інструмента повинна бути достатньо високою, що робить коливальний рух рекомендованим для менших мас.

Приклад різцетримача зі стружколомом на токарному верстаті показано на малюнку 2.12. Різцетримач складається з основного корпусу 2, закріпленого на супорті 1. У корпусі розміщено гідроциліндр 3 з поршнем 5 і тримачем 7 інструменту 8. Один кінець тримача за допомогою клина 10 міцно закріплений на скалці 9, яка закріплена в корпусі за допомогою клинів 11 і 12. Вісь ролика паралельна осі деталі, що обробляється. Пружинна частина скалки орієнтована таким чином, що тримач інструменту має максимальну жорсткість у напрямку, близькому до напрямку сили різання, що сприяє вібростійкості тримача інструменту. Гвинт 6 діє як опора для тримача і використовується для регулювання попереднього натягу системи. Гвинт 4 задає величину зазору, що визначає максимальну амплітуду вібрації інструменту.

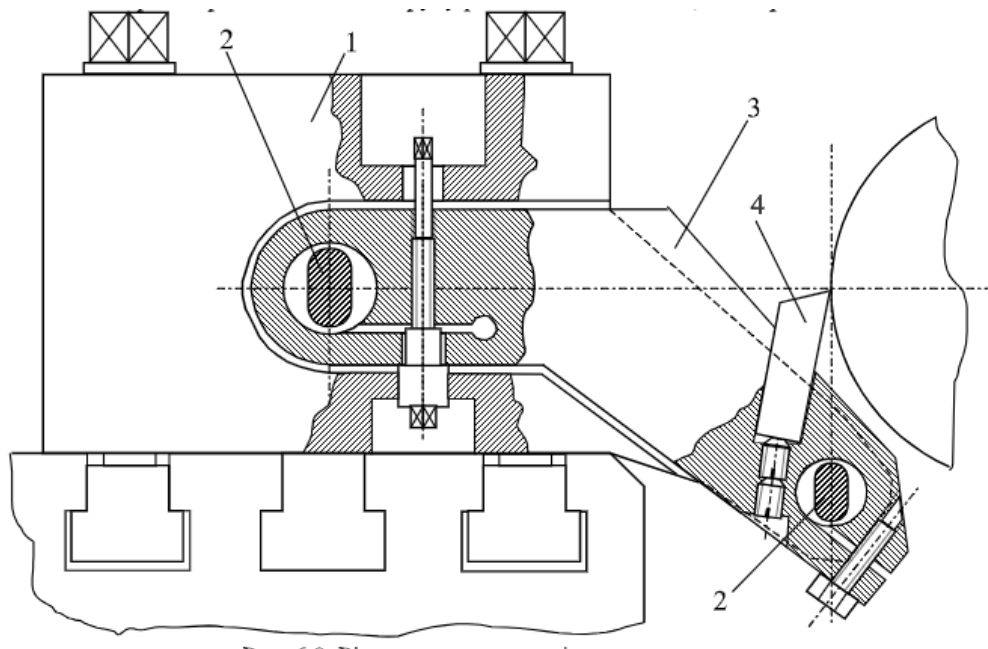


**Рисунок 2.12** Різцетримач з пристроєм для дроблення стружки

За відсутності тиску масла в гідроциліндрі сила різання і пружність скалки притискають вільний кінець ручки інструмента до корпусу. Якщо в

гідроциліндрі є тиск масла, то поршень 5 притискає вільний кінець кронштейна до гвинта 4, приводячи його в обертання навколо осі вала. При зниженні тиску рукоятка інструменту повертається у вихідне положення під дією сили різання і сили пружності скалки. Пульсація тиску масла створюється обертовим золотником гідравлічної системи, який можна закрити в кінці ходу супорта для завершення деталі.

Щоб збільшити ефективність пружної системи токарного верстата можна використати різцетримач, який дозволяє регулювати орієнтацію осей жорсткості щодо напрямків розділених сил різання  $P_y$  і  $P_z$ , як показано на рис.2.13 Цей тип різцетримача дає можливість регулювати жорсткість відносно напрямку сил різання при зміні траєкторії коливального руху інструменту відносно оброблюваної деталі.



**Рисунок 2.13** Різцетримач з регулюванням жорсткості

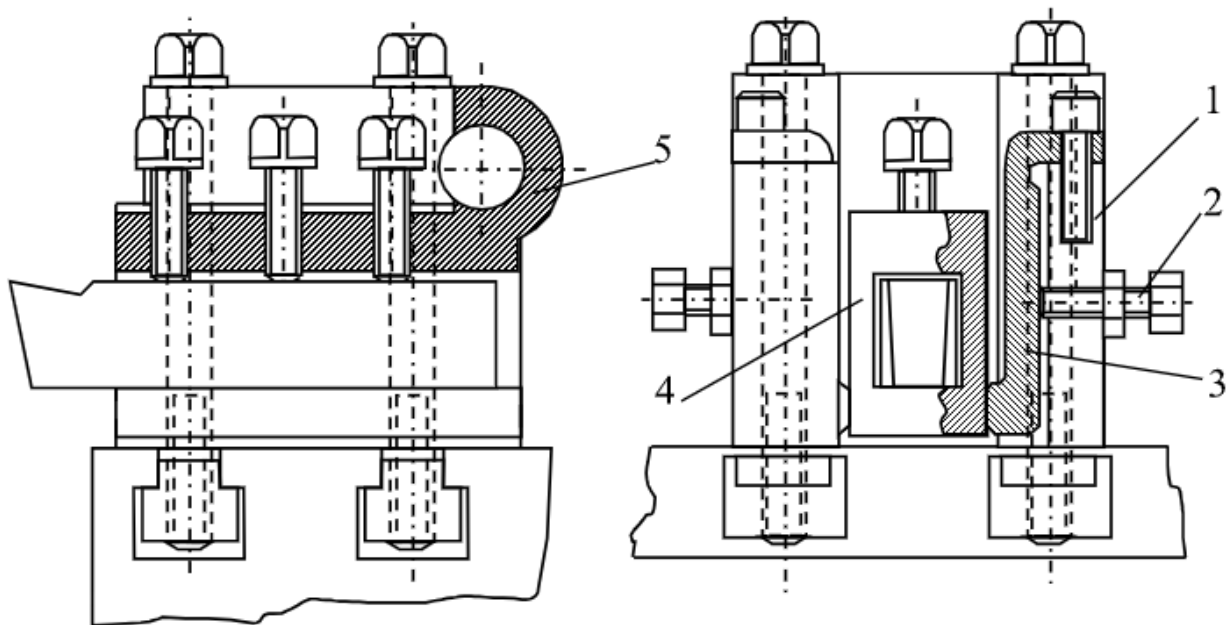
Різцетримач складається з корпусу 1, в якому на пружній скалці 2 закріплені сам різцетримач 3 і різець 4. Опорна шийка валиків 2 жорстко закріплена в корпусі 1. Особливу пружність ролика має зона з поперечними осями перерізу, розташована на лінії дії окремих складових сил різання. При

цьому на кожну скалку ефективно діє лише одна складова сили різання, яка діє вздовж її осі. Така конструкція дозволяє змінювати величину і напрямок загальної деформації інструменту під дією сил різання шляхом обертання скалок.

Діапазон безвібраційних режимів різання можна розширити завдяки використанню різцетримача з регульованою жорсткістю. У деяких випадках рекомендується зменшити загальну жорсткість системи при збільшенні демпфування.

Щоб вирішити таке завдання застосовують пружинні різцетримачі з посиленою амортизацією (рисунок 2.14)

Різцетримач 4 встановлений на пружній основі 5, розташованій між двома стійками 1. У пазу кожної стійки є пружний елемент 3, який кріпиться до різцетримача гвинтами 2. Залежно від режиму різання експериментально регулюють натяг пружного елемента 3, який визначає силу тертя.



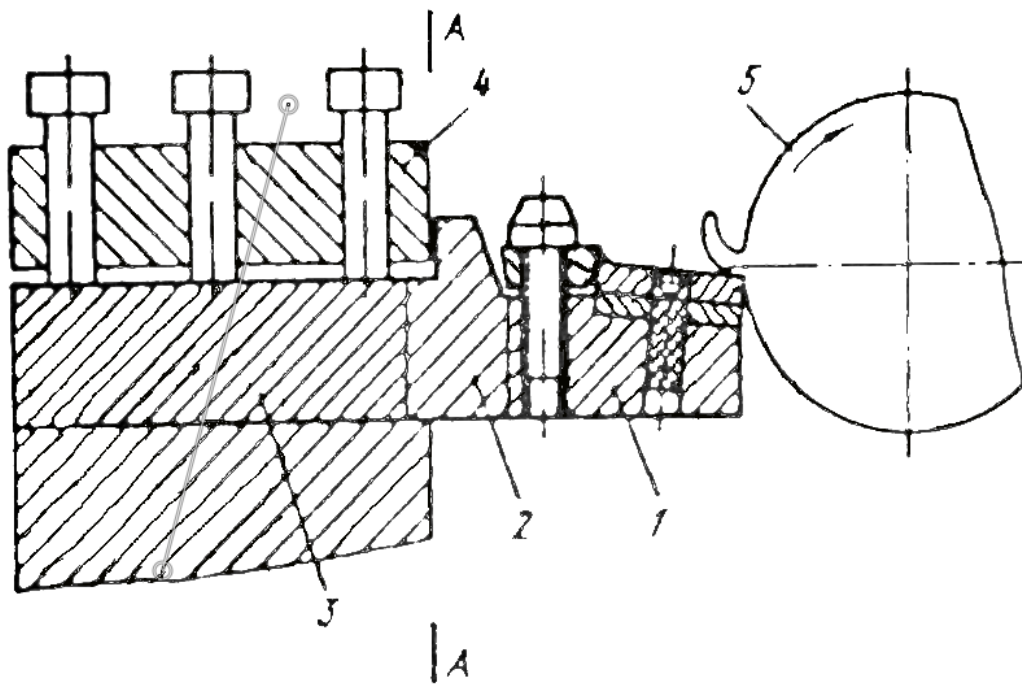
**Рисунок 2.14** Пружний різцетримач з підвищеним тертям

Експерименти підтверджують наявність екстремуму в системі. Тому для правильного регулювання рекомендується поступово збільшувати напругу до

досягнення максимального ефекту. Тривале підвищення напруги призведе до зниження стійкості до вібрації. За оптимальних рівнів напруги максимальна глибина різання подвоюється.

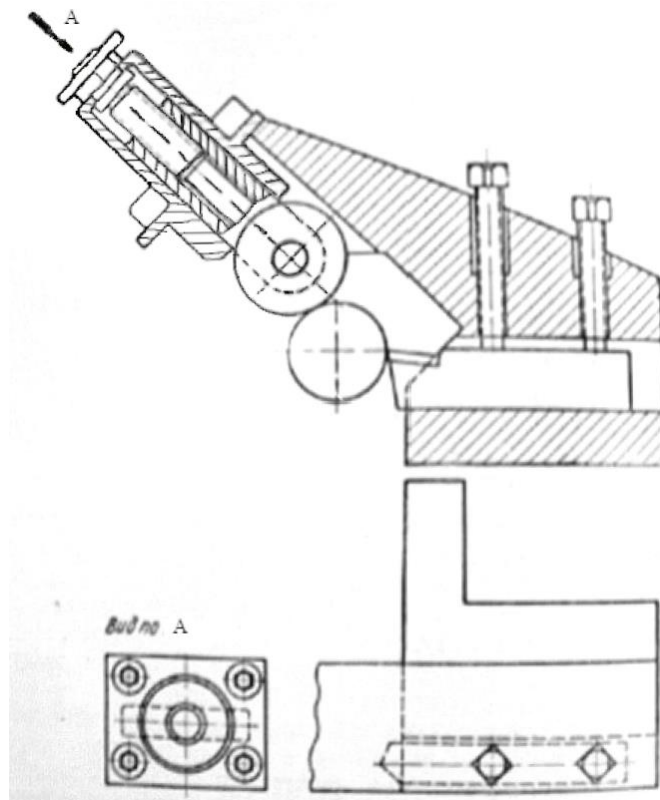
Іншим способом зниження вібрації в зоні різання є використання різальних інструментотримачів із порошкових матеріалів з підвищеною пористістю та віброгасильними властивостями. Цей спосіб простий, ефективний і економічний. На рисунку 2.15 зображено складений токарний інструмент, виготовлений за цим принципом. Мікроструктура порошкового матеріалу - мартенсит, легований міддю.

Пористість окремих елементів інструментотримача забезпечує максимальне поглинання низькочастотних вібрацій і мінімізує вібрації на різальній кромці. Шорсткість поверхні деталей, виготовлених із сталі 45, після обробки різцем з вібродемпфуючим тримачем, була в 1,5-2 рази меншою, ніж деталей, виготовлених інструментами з хвостовиками із щільного матеріалу.



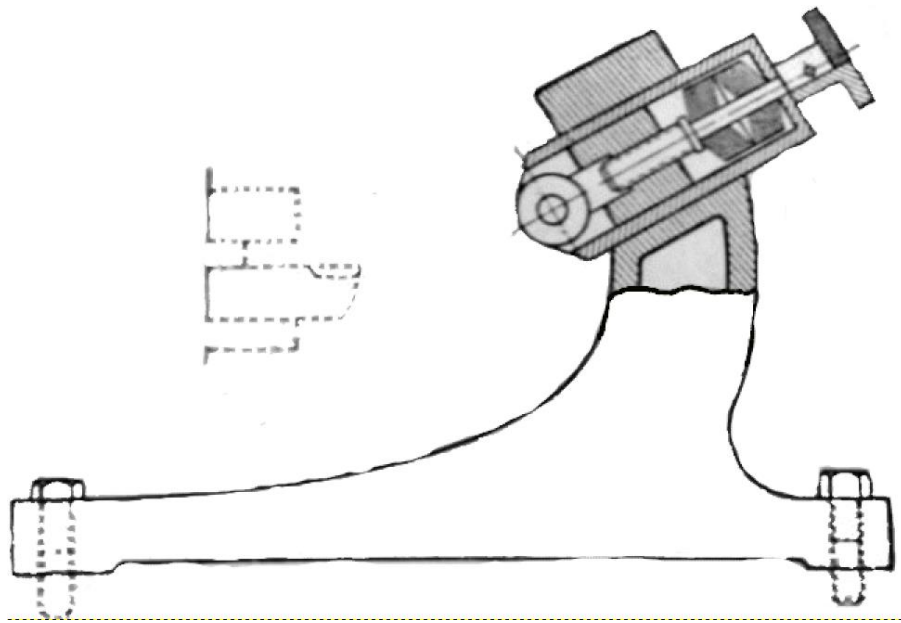
**Рисунок 2.15** Різець з вібродемпфуючою державкою: 1, 2 і 3 – елементи тримача що мають різну пористість; 4 – різцетримач; 5 – заготовка.

При обробленні довгих валів без використання люнетів рекомендується використовувати консольний різцетримач і закріплювати його на різці токарного верстата, як показано на рисунку 2.16. Вісь направляючого ролика утворює з вертикальною площиною кут  $45^\circ$  і проходить через вершину різця. Це дозволяє підтримувати незмінним кут центральної лінії ролика до деталі при зміні діаметра обробки. Як правило, цей кут коливається від  $20$  до  $30^\circ$ , що забезпечує баланс сил у системі інструментів для деталей. За допомогою цього тримача інструменту ви можете зменшити відтиск деталі та, у більшості випадків, усунути потребу у люнетах навіть під час обробки довгих тонких деталей.



**Рисунок 2.16** Консольний різцетримач

Також можна використовувати додаткові амортизатори. На рисунку 2.17 показано конструкцію пружинного демпфера з двома пружинами що розміщені протилежно розташованим пакетам.



**Рисунок 2.17** Пружинний поглинач коливання

Під дією гвинта, ролик здійснює натиск на поверхню оброблюваної деталі. Поглинач розташований у корпусі і представляє собою рухомий люнет, який закріплений на каретці супорта верстата.

**Висновок:** у такий спосіб були розглянуті можливі варіанти конструкцій демпферів коливань. Метою використання таких конструкцій є підвищення динамічних характеристик пружної системи та точності форми деталі при обробці.

Розділ присвячений огляду патентів та відомих конструкцій різцетримачів з механікою гасіння коливань завдяки демпферу, говорить про значний прогрес у розробці та вдосконаленні цих пристроїв. Аналіз існуючих патентів та різцетримачів засвідчує широкий спектр рішень, спрямованих на оптимізацію ефективності гасіння коливань у різноманітних умовах експлуатації.

Виявлено, що демпфери в конструкції різцетримачів виявляють себе як важливий елемент для забезпечення стійкості та точності обробки. Дослідження та вдосконалення властивостей демпферів дозволяють підвищити їхню ефективність у гасінні коливань, що має безпосередній вплив на якість обробки та тривалість експлуатації різцетримачів.

Виокремлені ключові тенденції в розвитку конструкцій різцетримачів з демпферами, зокрема збільшення компактності, вдосконалення матеріалів та технологій виробництва. Результати огляду також вказують на перспективи подальших досліджень та інновацій у цьому напрямі для покращення функціональних характеристик різцетримачів та забезпечення їх ефективного використання у виробничому середовищі.

Підвищення продуктивності та точності обробки, зменшення впливу вібрацій на обладнання, підвищення ефективності різання та зменшення зносу інструментів, зниження рівня шуму та вібрацій – це ті причини через які перспективи використання різцетримачів з демпферами обіцяють лише зростати. Інноваційні розробки у галузі матеріалознавства, конструкцій та динаміки дозволяють покращувати властивості демпферів, забезпечуючи їхню ефективність у різноманітних умовах. Розширення можливостей використання цих пристроїв у великому спектрі галузей підтримує постійний інтерес та попит.

### 3 РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ДИНАМІЧНОЇ СИСТЕМИ ІНСТРУМЕНТУ З ГАСНИКОМ КОЛИВАНЬ

Вібростійкість верстата при різанні характеризує його здатність опиратися виникненню відносних коливань різального інструменту та оброблювальної деталі, що викликана процесом різання та зовнішніми збурюючими впливами. Допустимі значення амплітуд цих відносних коливань підвищують вібростійкість процесу різання на верстаті і, як наслідок, підвищують продуктивність обробки за рахунок можливості збільшення режимів різання.

Для зменшення амплітуд відносних коливань різального інструменту та оброблювальної деталі необхідно зменшити роботу сил, що збурюють ці коливання, та збільшити роботу сил опору.

При збільшенні жорсткості пружної системи верстата та незмінної енергії збудження коливань процесом різання (тертя) можливе зменшення відносних коливань різального інструменту і деталі. Але можливий і інший протилежний шлях зменшення рівня коливань – різке зменшення жорсткості пружної системи в напрямку, що не впливає на точність формоутворення при різанні, та ефективно гасіння коливань в напрямку зменшеної жорсткості. При відсутності пружних відновлюючих сил коливання в цьому напрямку виникати не будуть.

Вібростійкість пружної системи верстата залежить не тільки від основних параметрів її елементів (мас, жорсткості та демпфірування), але і від орієнтації головних осей жорсткості пружної системи відносно нормалі до оброблюваної поверхні та напрямку дії сили різання, співвідношення жорсткостей за головними осями координат та частот її власних коливань.

Основними причинами виникнення автоколивань при різанні є : - не лінійність характеристик сил різання і тертя; - інерційність самого процесу різання; - зміна площі зрізу та сили різання внаслідок координатного зв'язку між процесом різання та рухом за різними координатами пружної системи

верстата; - вплив вібраційних слідів, що утворилися на поверхнях деталей від попередніх проходів, на наступні проходи; - періодичні зміни переднього та заднього кутів інструменту при виникненні коливань.

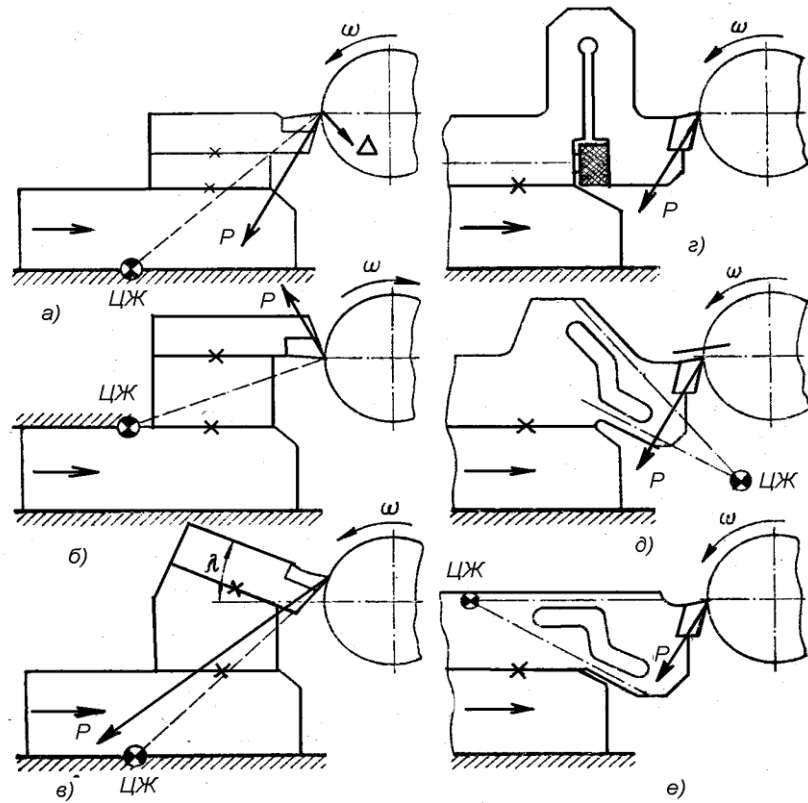
Основними засобами підвищення вібростійкості верстатів при різанні є:

- раціональна орієнтація головних осей жорсткості та підбір співвідношень жорсткостей та мас елементів пружної системи;
- забезпечення умов, при яких збільшення сили різання викликає відтискання різального інструменту від оброблюваної деталі;
- збільшення демпфірування в пружній системі.

Для забезпечення достатньої вібростійкості пружної системи верстата її жорсткість повинна бути можливо більшою в напрямку нормалі до оброблюваної поверхні чи в напрямку дії сили різання. В інших напрямках жорсткість пружної системи повинна бути меншою, щоб не сприяти втраті вібростійкості внаслідок координатного зв'язку.

Як показали дослідження [13], при використанні жорстких різцетримачів токарних автоматів, що притискаються силами різання (рис. 3.1, а), ширина граничної стружки майже вдвічі менша, ніж різцетримачами, що працюють «на відрив» (рис. 3.1, б).

В першому випадку жорсткість пружної системи інструменту «від'ємна», центр жорсткості (ЦЖ) розміщений так, що збільшення сили різання викликає занурення різця в матеріал оброблюваної деталі, що в свою чергу викликає подальше збільшення сили різання і втрату вібростійкості процесу обробки. В другому випадку (рис. 3.1, б) жорсткість пружної системи «додатна», що забезпечує відтискання різця від деталі і сила різання зменшується, забезпечуючи сталий процес різання. На рис. 3.1, в, г, д, е показані способи зміни положення центру жорсткості пружної системи інструменту для обробки з «додатною» жорсткістю.

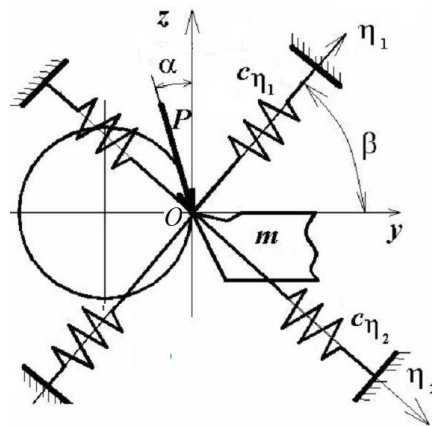


**Рис. 3.1** Схеми різцетримачів токарних верстатів

При токарній обробці траєкторія руху вершини різця має форму наближену до еліпсу, головні вісі якого зазвичай не співпадають з узагальненими координатними осями верстата. Крім того, радіальна податливість системи інструменту є різною при різних напрямках навантаження, що обумовлює наявність осей мінімальної та максимальної податливості. Рух за цими осями вважається незалежним, а координати є нормальними або головними. Крім того, параметри податливості, або жорсткості, пружної системи та напрямок осей головних координат є характеристиками пружної системи і не залежать від напрямку зовнішнього навантаження. Таким чином, причинами виникнення координатного зв'язку є наявність взаємозв'язку між узагальненими координатами пружної системи інструменту та розбіжність напрямку дії сили різання з головними координатами системи. Враховуючи це, зміною напрямку головних координат пружної системи інструменту відносно напрямку дії сили різання можна зменшити енергію самозбудження автоколивань, забезпечити вібростійкий процес різання та підвищити точність обробки.

Властивості пружної системи інструменту можна визначити на основі розрахункової схеми (рис. 3.2), яка представлена у вигляді приведеної маси  $m$ , що зв'язана з базою верстата ланками з пружними властивостями  $c_{\eta_1}$  і  $c_{\eta_2}$ , орієнтованими під кутом  $\beta$  до узагальненої системи координат  $yOz$ . На масу  $m$  діє сила різання  $P$ , прикладена до вершини різця під кутом  $\alpha$ . Припускається, що маса рухається тільки в напрямках головних осей координат  $O\eta_1$  і  $O\eta_2$ .

Розрахункова схема дозволяє визначити пружне переміщення вершини різця в радіальному та тангенціальному напрямках від дії сили різання. Радіальне переміщення різця найбільше впливає на точність обробки, змінюючи відстань між вершиною різця і оброблюваною поверхнею деталі. Переміщення різця в тангенціальному напрямку може мати вплив на точність тільки при обробці деталей малих діаметрів через зміну кутів різання.



**Рисунок 3.2** Розрахункова схема пружної системи інструменту токарного верстата в площині  $yOz$

Визначимо пружні переміщення системи інструменту в напрямку головних осей координат:

$$\eta_1 = -P \cdot \sin(\beta - \alpha) / c_{\eta_1} \text{ та } \eta_2 = P \cdot \cos(\beta - \alpha) / c_{\eta_2} \quad (3.1)$$

Пружне переміщення системи інструменту в напрямку нормалі до оброблюваної поверхні можна представити у вигляді:

$$y = y_2 + y_1 = \eta_2 \cdot \sin \beta + \eta_1 \cdot \cos \beta \quad (3.2)$$

Підставляючи вирази (1) у рівняння (2) отримаємо:

$$y = P \cdot \cos(\beta - \alpha) \cdot \sin \beta / c_{\eta_2} - P \cdot \sin(\beta - \alpha) \cdot \cos \beta / c_{\eta_1} \quad (3.3)$$

У відповідності до схеми пружної системи (рис. 1) величина  $y$  визначає зміну товщини зрізаного шару, причому  $y_2 > 0$ , а  $y_1 < 0$  (при  $\beta > \alpha$ ).

Відповідно до цього статичну характеристику пружної системи інструменту можна представити у вигляді [13]:

$$K_{ПС} = K_{ПС2} + K_{ПС1}, \text{ де } K_{ПС2} = y_2 / P > 0, \text{ а } K_{ПС1} = y_1 / P < 0. \quad (3.4)$$

В результаті із врахуванням (3) та (4) отримаємо статичну характеристику пружної системи інструменту у вигляді [14]:

$$K_{ПС} = y / P = \cos(\beta - \alpha) \cdot \sin \beta / c_{\eta_2} - \sin(\beta - \alpha) \cdot \cos \beta / c_{\eta_1} \quad (3.5)$$

Якщо встановити діапазон значень коефіцієнтів жорсткості  $c_{\eta_1}$  і  $c_{\eta_2}$  пружної системи інструменту в напрямку головних осей координат  $O\eta_1$  і  $O\eta_2$ , то за допомогою виразу (3.5) є можливість визначити діапазон значень кута  $\beta$  розвороту головних осей координат пружної системи, при якому ця система буде мати найменшу радіальну податливість і відповідно буде забезпечена найбільша точність обробки.

Метою розробки є пошук шляхів підвищення вібростійкості процесу різання на токарних верстатах шляхом дослідження статичних та динамічних характеристик різцетримачів з орієнтованим центром жорсткості та демпфером.

В загальному випадку процес токарної обробки представляє собою тримірну задачу. Кожна із парціальних пружних систем верстата, система інструменту та система деталі, має просторову орієнтацію головних осей жорсткості із відповідними пружними властивостями в головних напрямках. Зв'язок між парціальними системами здійснюється через силу різання, яка також має просторову направленість. Орієнтація головних осей жорсткості не співпадає ні з одним із напрямків, на які традиційно розкладається сила різання  $\vec{P}$  під час точіння, а саме, осьову  $P_x$ , радіальну  $P_y$  та тангенціальну  $P_z$  складові.

Але, для більшості реальних динамічних систем токарних верстатів домінуючими є поперечні коливання в площині  $yOz$ , що визначена в даних

дослідженнях системою координат інструменту. Це пов'язано тим, що жорсткість парціальних систем вздовж осі  $X$  значно, в деяких випадках на порядок, вища жорсткості вздовж осей  $Oy$  та  $Oz$ . Крім того, складова сили різання  $P_x$  у більшості випадків менша за інші складові. У зв'язку із цим, при моделюванні автоколивальних рухів системи інструменту можна обмежитись розглядом плоскої задачі у двомірному приближенні.

Відомо, що основним фактором, що впливає на періодичну зміну сили різання, є зміна площі зрізу при відносних переміщеннях інструмента та деталі. Враховуючи це, зміну площі зрізу можна взяти за основу для аналізу впливу динамічних характеристик пружної системи і окремих вузлів верстата на точність обробки.

Як правило, під час обробки різанням одну із парціальних систем замкненої пружної системи верстата (систему інструменту або систему деталі), що здійснює більш інтенсивні за амплітудою коливання, вважають домінуючою системою. В цьому випадку аналіз виконують використовуючи домінуючу коливальну систему, замінивши зв'язок парціальних систем через процес різання в замкненій пружній системі дією сили різання.

При побудові математичної моделі прийняті наступні допущення: - у якості домінуючої коливальної системи розглядається пружна система інструменту (рис. 3.2); - модель побудована з використанням головних координат, що дозволяє повністю розділити змінні, які визначають рух інструменту в довільній площині  $yOz$ ; - маса коливальної системи  $m$  приведена до вершини різця; - припускається, що маса  $m$  рухається тільки в напрямках головних осей координат  $O\eta_1$  і  $O\eta_2$ ; - досліджуються тільки коливання в площині  $yOz$ . На масу  $m$  діє сила різання  $P(t)$ , прикладена до вершини різця. Модель пружної системи інструменту представлена як система з двома степенями вільності. За початок координат прийнято вершину різця (т.  $O$ ). Вісь  $Oy$  направлено по нормалі до оброблюваної поверхні, а вісь  $Oz$  – перпендикулярно до неї. Сила різання  $P(t)$  прикладена під кутом  $\alpha$  до осі  $Oz$ , а головні координати  $O\eta_1$  і  $O\eta_2$  розвернуті під кутом  $\beta$  до узагальнених координат  $Oy$  і  $Oz$ .

Рівняння руху пружної системи інструменту за нормальними координатами представлено у вигляді:

$$\begin{cases} m \cdot \ddot{\eta}_1 + h_1 \cdot \dot{\eta}_1 + c_1 \cdot \eta_1 = P(t) \cdot \sin(\beta - \alpha) \\ m \cdot \ddot{\eta}_2 + h_2 \cdot \dot{\eta}_2 + c_2 \cdot \eta_2 = -P(t) \cdot \cos(\beta - \alpha) \end{cases} \quad (3.6)$$

де:  $m$  - приведена маса системи;  $h_1$  і  $h_2$  - приведені коефіцієнти демпфірування та  $c_1$  і  $c_2$  - приведені коефіцієнти жорсткості в напрямках головних осей координат  $O\eta_1$  і  $O\eta_2$ .

Для зв'язку узагальнених координат  $y$  і  $z$  з головними координатами  $\eta_1$  і  $\eta_2$  використовують рівняння:

$$\begin{cases} y = \eta_1 \cdot \cos(\beta) + \eta_2 \cdot \sin(\beta) \\ z = \eta_1 \cdot \sin(\beta) - \eta_2 \cdot \cos(\beta) \end{cases} \quad (3.7)$$

Сила різання  $P(t)$  представляється у вигляді [14]:

$$P(t) = K_{num} a(t) \cdot b(t), \quad (3.8)$$

де  $a(t)$  і  $b(t)$  – поточні значення товщини і глибини зрізу, що змінюються в часі в залежності від інтенсивності відносних коливань інструменту і деталі при різанні,  $K_{num}$  - питома сила різання, що дорівнює  $K_{num} = \sigma_0 \cdot \xi$ , де  $\sigma_0$  - умовне напруження,  $\xi$  - усадка стружки.

Поточне значення приведеної товщини зрізу  $a(t)$  можна визначити, якщо величину швидкості поздовжньої  $S(t)$  різцетримача ( $m$ ) поділити на частоту обертання деталі  $\omega(t)$ . Зв'язок рухів двох динамічних систем приводу подачі інструменту та приводу деталі дає можливість отримати значення перемінної у часі величини подачі різця на оберт деталі, що фактично і визначає товщину зрізу у вигляді:

$$a(t) = \frac{S(t)}{\omega(t)} \cdot 2\pi \quad (3.9)$$

Поточне значення глибини різання визначається складовими:

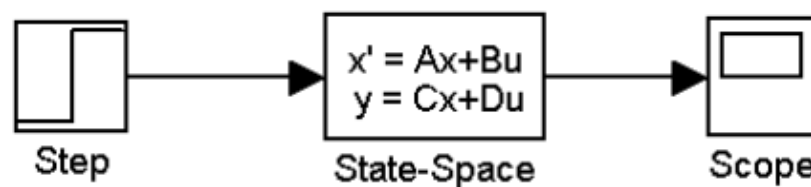
$$b(t) = b_0 + y(t) + e \cdot \sin \omega(t) \quad (3.10)$$

де  $b_0$  – задана глибина різання;  $e$  – ексцентриситет заготовки;  $y(t)$ - складова, обумовлена пружними деформаціями системи інструменту вздовж осі  $Oy$  під дією сили різання  $P(t)$ .

Для побудови математичної моделі використано програмний комплекс MATLAB/Simulink [15], що представляє собою пакет програм, призначений для побудови моделі, моделювання та аналізу динамічних систем.

Використання блоку State-Space (простору стану) програмного комплексу MATLAB/Simulink.

Метод простору станів зручний для розбиття диференціального рівняння вищого порядку на серію рівнянь першого порядку для легшого вирішення матричними методами (рис. 3.3).



**Рис. 3.3** Базова модель системи з використанням блоку State-Space

Рівняння всередині блоку State-Space має такий вигляд:

$$\dot{x} = Ax + Bu$$

$$y = Cx + Du$$

де,

$\dot{x}$  = вектор змінних стану першого порядку,

$y$  = вихідний вектор,

$x$  = вектор змінної стану,

$u$  = функція дії,

$A$  = матриця стану,

$B$  = вхідна матриця,

$C$  = вихідна матриця,

$D$  = матриця передачі.

Базове диференціальне рівняння другого порядку має вигляд:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f(t) \quad (3.11)$$

Першим кроком до переведення цього рівняння у форму простору станів є його розбиття на два рівняння першого порядку. Це можна зробити шляхом

призначення змінної з індексом для кожного «стану» системи в порядку зростання похідних (тобто  $x_1$  = стан переміщення та  $x_2$  = стан швидкості). Отже, отримані рівняння мають вигляд:

$$\begin{aligned}x_1 &= x = \text{displacement state} \\x_2 &= \dot{x} = \dot{x}_1 = \text{velocity state} \\ \dot{x}_2 &= \ddot{x}\end{aligned}$$

Це дозволяє сформулювати базове рівняння лише в термінах змінних стану. Для цього створено два диференціальних рівняння першого порядку.

$$\begin{aligned}\dot{x}_1 &= x_2 \\m\dot{x}_2 + cx_2 + kx_1 &= f(t)\end{aligned}\tag{3.12}$$

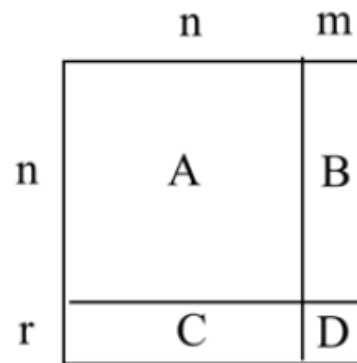
Тепер їх можна реорганізувати, щоб отримати систему рівнянь в матричній формі:

$$\begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{k}{m} & -\frac{c}{m} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ \frac{1}{m} \end{Bmatrix} f(t)\tag{3.13}$$

Встановлено матриці стану та вхідні дані (матриці А та В), необхідні для визначення параметрів блоку. Залишається вихідна матриця С і матриця передачі D. Для їх розв'язання потрібно вибрати відповідний стан зміщення системи. Отримане вихідне рівняння є

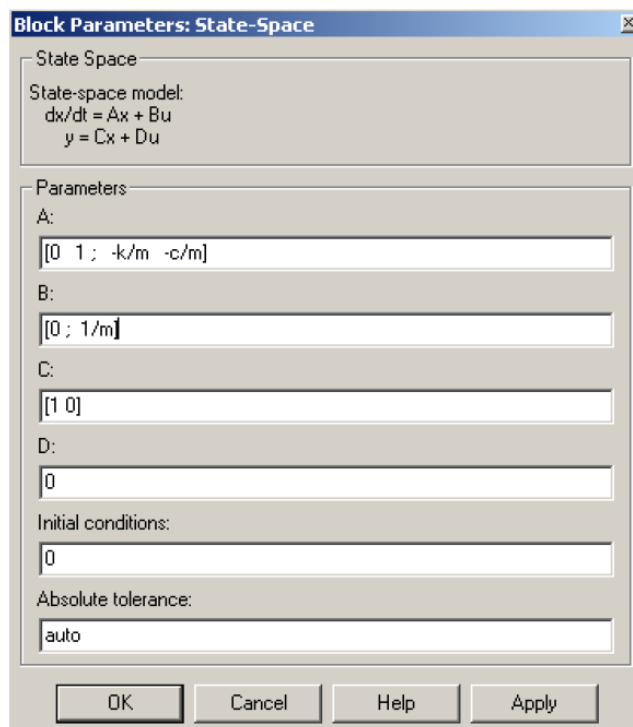
$$y = [1 \quad 0] \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} + [0]u\tag{3.14}$$

Для цього розрахунку матриця передачі D буде прирівняна до нуля «0». З усіма визначеними матрицями дані можна вводити в параметри блоку простору станів. Як показано на рис. 3.4.



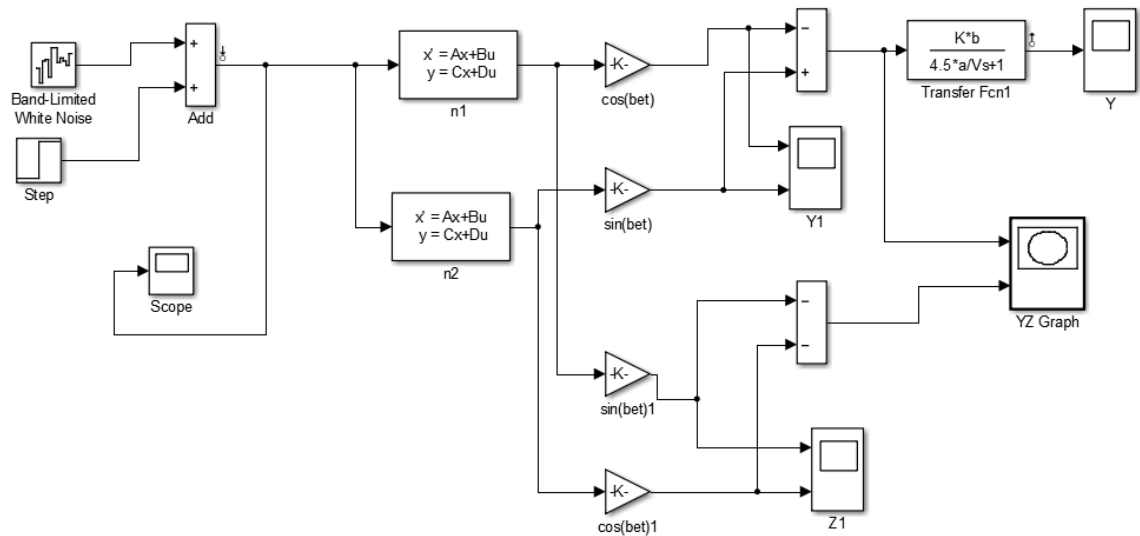
**Рисунок 3.4** Розміри матриці для блоку State-Space

Відкривши вікно параметрів блоку State-Space, можна встановити параметри, як показано на рис. 3.5.



**Рисунок 3.5** Параметри блоку State-Space

На рис. 3.6 наведено візуальну частину математичної моделі одномасової пружної системи різцетримача в двох координатах, побудованою з використання блоку State-Space на базі системи рівнянь (3.6) руху пружної системи інструменту за нормальними координатами



**Рисунок 3.6** Візуальна частина математичної моделі руху різцетримача в напрямках головних осей координат  $O\eta_1$  і  $O\eta_2$

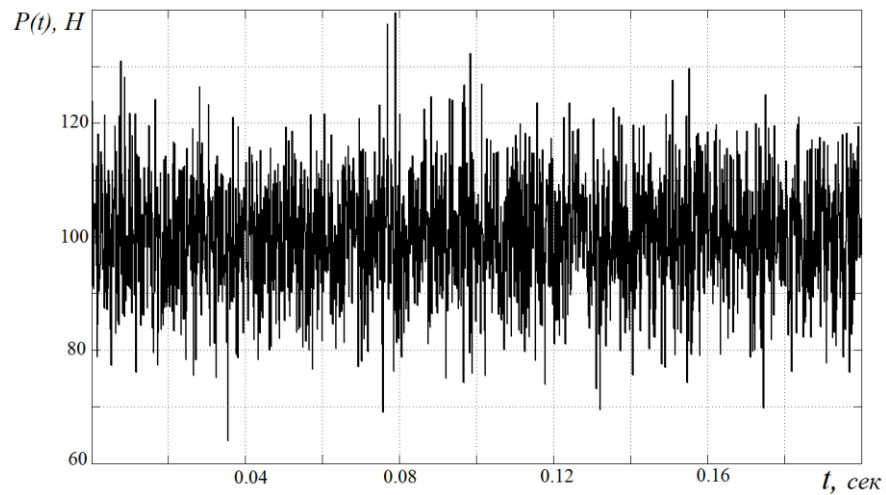
Для введення початкових даних до математичної моделі та забезпечення їх варіювання у встановлених межах розроблено додатковий блок в середовищі «Base Workspace» MATLAB, загальний вигляд якого наведений на рис. 3.7.

| Workspace |            |
|-----------|------------|
| Name ▲    | Value      |
| C1        | 50000000   |
| C2        | 10000000   |
| K         | 2.3000e+09 |
| M1        | 6.5000     |
| V         | 1.6667     |
| a         | 3.0000e-04 |
| alfa      | 0.5236     |
| b         | 0.0035     |
| betta     | 0.2620     |
| h1        | 1500       |
| h2        | 1500       |

**Рисунок 3.7** Приклад програмування початкових даних математичної моделі в середовищі «Base Workspace» MATLAB

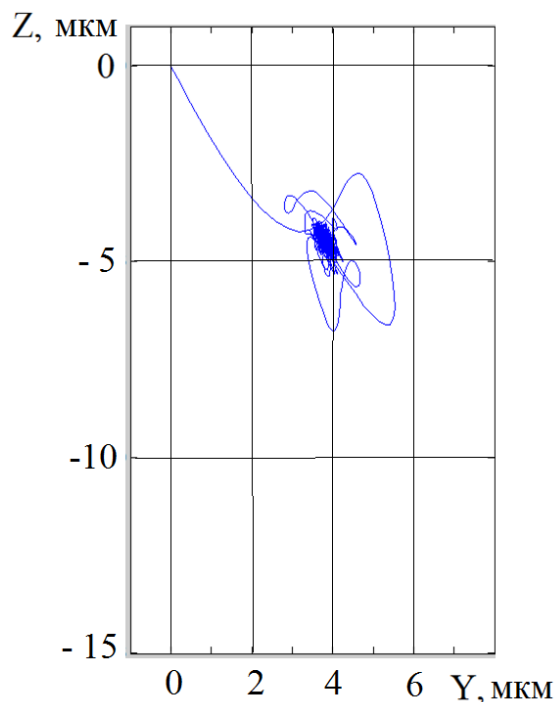
Зовнішній силовий вплив на пружну систему здійснювався силою  $P(t)$ , величина якої складалась із постійної складової  $P=100H$  та змінної складової у

вигляді білого шуму (блок Band-Limited White Noise). Візуалізація силового навантаження пружної системи наведена на рис. 3.8.



**Рисунок 3.8** Силовий вплив на пружну систему від  $P(t)$

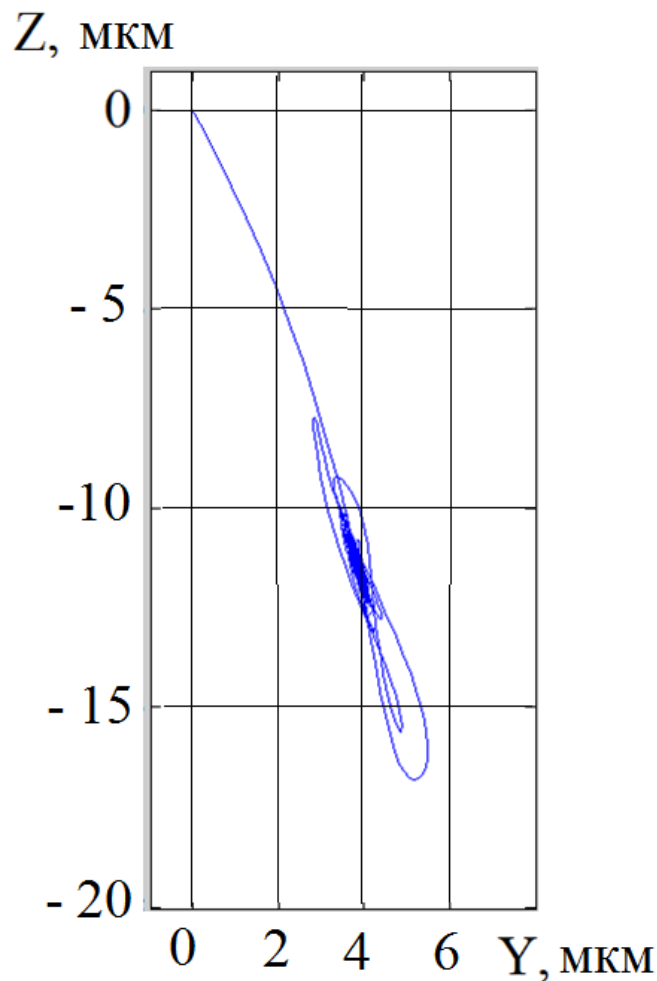
На рисунку 3.9 наведено розрахункову траєкторію руху вершини різця різцетримача в площині  $yOz$  під дією сили різання  $P(t)$  і найбільшою жорсткістю пружної системи в напрямку осі  $O\eta_2$ .



**Рисунок 3.9** Розрахункова траєкторія руху вершини різця в координатній системі  $yOz$  при наступних початкових даних: жорсткості за головними осями координат  $c_1=10$  Н/мкм,  $c_2=50$  Н/мкм, коефіцієнти демпфірування  $h_1 = 1500$ ,  $h_2 = 1500$

На рис. 3.10 наведено розрахункову траєкторію руху вершини різця різцетримача в площині  $yOz$  під дією сили різання  $P(t)$  при найбільшій жорсткості пружної системи інструменту в напрямку осі  $O\eta_1$ .

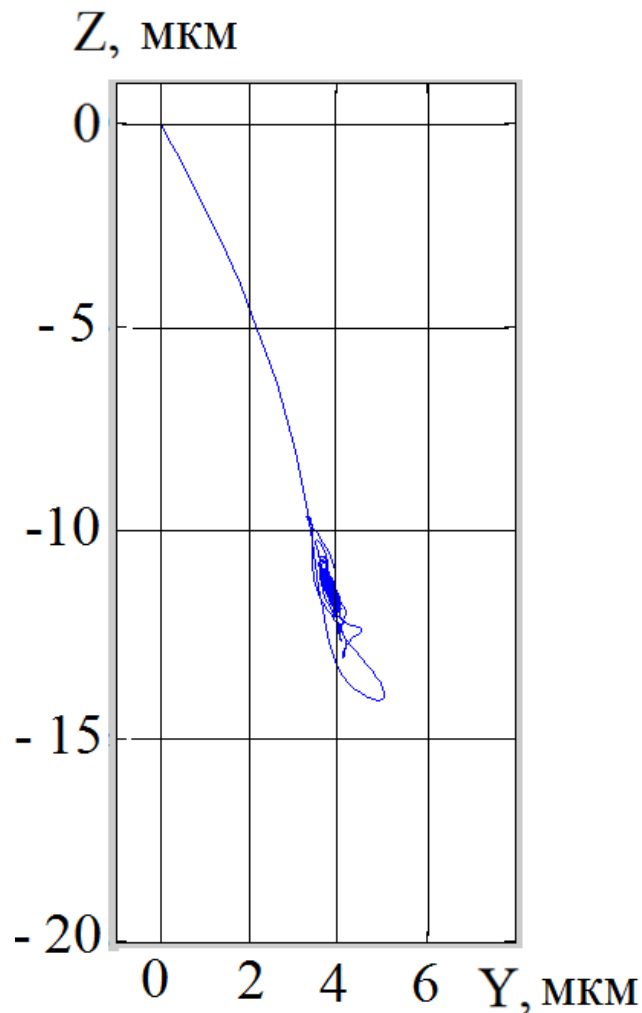
Зменшення жорсткості в напрямку осі  $O\eta_2$  призвело до збільшення амплітуди тангенціальних коливань різця в напрямку осі  $Oz$ . При цьому треба відзначити, що збільшення амплітуди тангенціальних коливань практично не впливає на точність формоутворення поверхні при токарній обробці. Разом з тим, встановивши в конструкцію різцетримача демпфер направленої дії, можна зменшити амплітуду тангенціальних коливань різця і частково розсіяти енергію від процесу різання. Це може забезпечити збільшення режимів вібростійкого різання, особливо при обробці важкооброблюваних матеріалів.



**Рисунок 3.10** Розрахункова траєкторія руху вершини різця в координатній системі  $yOz$  при наступних початкових даних: жорсткості за головними осями координат  $c_1=50$  Н/мкм,  $c_2=10$  Н/мкм, коефіцієнти демпфірування  $h_1 = 1500$ ,  $h_2 = 1500$

На рис. 3.11 наведено розрахункову траєкторію руху вершини різця різцетримача в площині  $yOz$  під дією сили різання  $P(t)$  при найбільшій жорсткості пружної системи інструменту в напрямку осі  $O\eta_1$  та збільшенні демпфіруючої здатності пружної системи в напрямку  $O\eta_2$  в три рази.

Порівняння траєкторій руху різця на рис. 3.10 та рис. 3.11 продемонструвало зменшення амплітуди тангенціальних коливань різця в напрямку осі  $Oz$  приблизно в два рази за рахунок гасіння коливань при використанні демпфера направленої дії в напрямку осі  $O\eta_2$ .



**Рисунок 3.11** Розрахункова траєкторія руху вершини різця в координатній системі  $yOz$  при наступних початкових даних: жорсткості за головними осями координат  $c_1=50$  Н/мкм,  $c_2=10$  Н/мкм, коефіцієнти демпфірування  $h_1 = 1500$ ,  $h_2 = 4500$

Для дослідження вібростійкості пружної системи інструменту до виникнення надмірних коливань використовують характеристику еквівалентної розімкнутої динамічної системи  $W_{роз}(i\omega)$  за залежністю [13]:

$$W_{роз}(i\omega) = W_{ПС}(i\omega) \cdot W_{ПП}(i\omega) \quad (3.15)$$

де  $W_{ПП}(i\omega)$  - передаточна характеристика процесу різання.

Динамічний режим процесу різання як аперіодичної ланки може бути описаний без врахування сил демпфірування (при коливаннях середніх частот ці сили можна не враховувати) диференціальним рівнянням першого порядку відносно вихідної координати  $P$ :

$$P + T_p \cdot \dot{P} = K_p a \quad (3.16)$$

де  $P$  – сила різання;  $T_p$  – постійна часу стружко утворення;  $K_p$  – коефіцієнт різання;  $a$  – зміна товщини зрізу. При цьому коефіцієнт різання може бути визначений за лінійною залежністю виду [13]:

$$K_p = \frac{P}{a} = K_{num} \cdot b \quad (3.17)$$

де  $K_{num}$  - питома сила різання,  $b$  – ширина зрізу. Постійну часу стружкоутворення  $T_p$  визначають за формулою:

$$T_p = \frac{m}{n} \cdot \frac{a \cdot \xi}{V} \quad (3.18)$$

де  $m/n \cong 1 \div 1,5$  для сталі,  $\xi$  - усадка стружки,  $V$  – швидкість різання. Вираз (3.16) в операторній формі має вигляд:

$$(T_p P + 1) \cdot P(p) = K_p a(p)$$

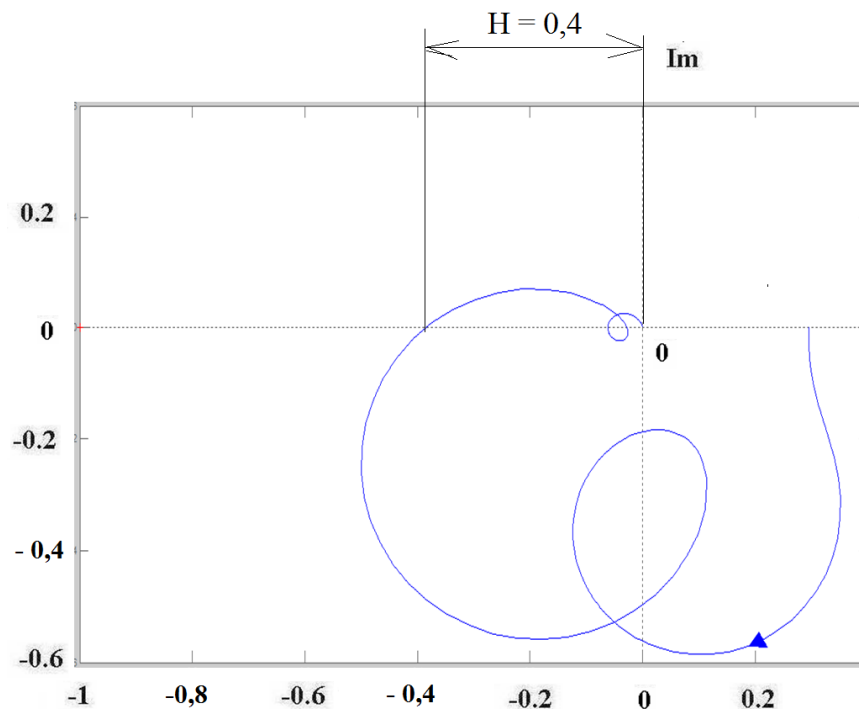
Звідси знаходимо передаточну функцію процесу різання у вигляді:

$$W_{ПП}(p) = \frac{P(a)}{a(p)} = \frac{K_p}{1 + T_p p} = \frac{K_{num} \cdot b}{1 + T_p p} \quad (3.19)$$

У візуальній математичній моделі руху різцетримача в напрямках головних осей координат  $O\eta_1$  і  $O\eta_2$  (рис. 3.6) передаточна функція процесу різання представлена блоком *Transfer Fcn1* .

На рис. 3.12 та 3.13 приведені амплітудно-фазово-частотні характеристики (АФЧХ) пружної системи інструменту при різних рівнях коефіцієнту демпфірування  $h_2$  в напрямку осі  $O\eta_2$  та незмінних інших параметрах моделі.

Як видно з рис. 3.12 та 3.13 жоден з годографів АФЧХ не охоплює критичної точки з координатами  $(-1; i0)$  на дійсній осі в комплексній площині. Але, чим ближче годограф АФЧХ проходить від критичної точки, тим ближче замкнена система до межі втрати сталості. Критерій Найквіста дозволяє не тільки встановити сам факт сталості пружної системи, але і оцінити запас сталості, що в даному дослідженні є більш важливим. Запас сталості показує, наскільки далеко знаходиться система від межі втрати сталості.



**Рисунок 3.12** Годографів АФЧХ пружної системи інструменту наступних початкових даних: жорсткості за головними осями координат  $c_1=50$  Н/мкм,  $c_2=10$  Н/мкм, коефіцієнти демпфірування  $h_1 = 1500$ ,  $h_2 = 1500$

Для вібростійких систем віддалення цього годографа АФЧХ від критичної точки  $(-1; i0)$  характеризується запасом сталості за амплітудою ( $H$ ). Відрізок дійсної осі  $H$ , що є відстанню між початком координат та найближчою до точки  $(-1; i0)$

точки перетину годографу АФЧХ з дійсною віссю, називають запасом сталості по модулю.

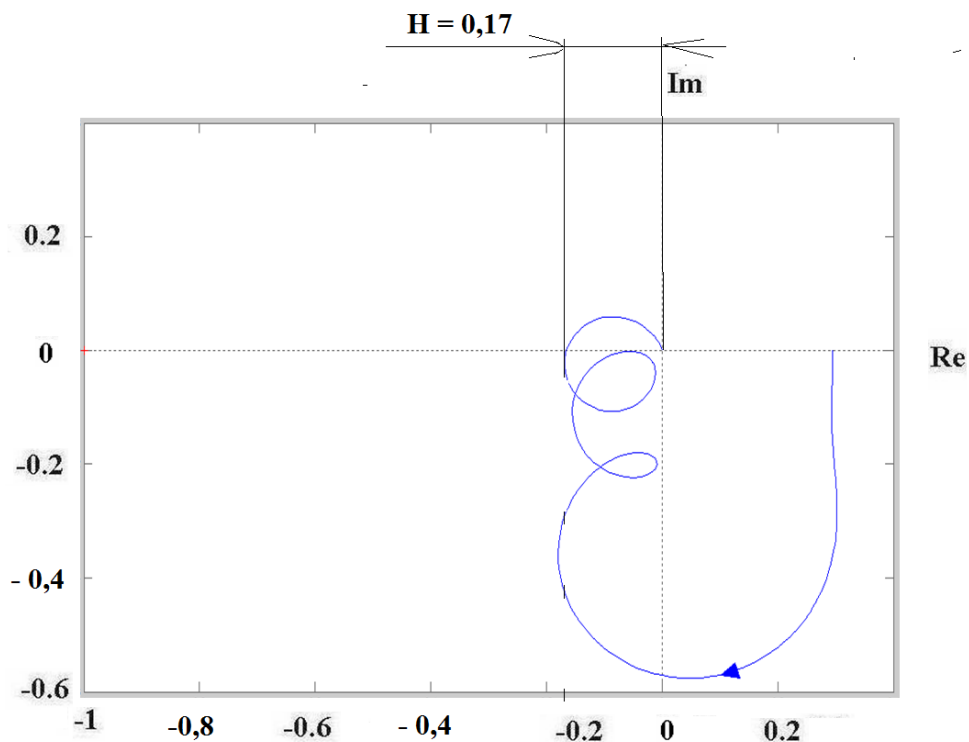
Запас вібростійкості за амплітудою визначається виразом [16]:

$$L = 20 \lg \frac{1}{H} (\text{дБ}), \quad (3.20)$$

при тому значенні частоти, при якому фазова характеристика  $\varphi(\omega) = -180^\circ$ .

Для систем металорізальних верстатів рекомендовано, щоб:

$$L \geq 8 \div 12 \text{ дБ}.$$



**Рисунок 3.13** Годографів АФЧХ пружної системи інструменту наступних початкових даних: жорсткості за головними осями координат  $c_1=50$  Н/мкм,  $c_2=10$  Н/мкм, коефіцієнти демпфірування  $h_1 = 1500$ ,  $h_2 = 4500$

Аналіз з точки зору запасу вібростійкості пружної системи інструменту за АФЧХ, що наведені рис. 3.12 та 3.13, дає можливість зробити наступний висновок:

- запас вібростійкості, визначений за формулою (3.20) для АФЧХ пружної системи інструменту на рис. 3.12 дорівнює  $L = 8$  дБ, а для АФЧХ пружної системи інструменту на рис. 3.13 дорівнює  $L = 15$  дБ;

- збільшення рівня демпфірування в напрямку осі  $O\eta_2$  забезпечує збільшення запасу вібростійкості пружної системи інструменту майже в два рази, що дає можливість збільшити режими вібростійкого точіння.

Порівняння траєкторій руху різця продемонструвало зменшення амплітуди тангенціальних коливань різця в напрямку осі  $Oz$  приблизно в два рази за рахунок гасіння коливань при використанні демпфера направленої дії в напрямку осі  $O\eta_2$ .

## 4 ТЕХНІЧНИЙ ОПИС ТОКАРНО – РЕВОЛЬВЕРНОГО ВЕРСТАТА 1В340Ф30

Токарно – револьверні верстати типу 1В340Ф30, мають важливу роль у підвищенні продуктивності та точності оброблених деталей. Можливість установки багатьох інструментів і наявність додаткового обладнання істотно скорочує час, витрачений на зміну інструментів, а також основний час, що витрачається на різні види механічної обробки, такі як точіння, свердління, зняття фасок, розточування, нарізання різьби, нарізка канавок, точіння різних поверхонь тощо.

Висока жорсткість цих систем верстатів, сучасна конструкція механізму переміщення інструменту при зміні положення револьверної головки і механізму фіксації супортів при досягненні кінцевого положення забезпечує стабільність розмірів заготовки діаметр і довжину. Існування програмного забезпечення створює умови для керування кількома машинами одночасно.

На токарно – револьверному верстаті можна виконувати такі операції:

- Точіння та розточування циліндричних поверхонь та торцева обробка.
- Виготовлення зовнішніх та внутрішніх пазів, свердління, зенкерування, розсвердлювання.
- Нарізання різьби за допомогою мітчиків і плашок, а також різьбонарізних вузлів на верстатах з числовим програмним управлінням (ЧПУ) або програмним керуванням.
- Обробка конусів на копіювальному апараті, а також обробка конусів і криволінійних поверхонь за спеціальними програмами на верстатах з ЧПК.
- Обробка зубчастих колес
- Обробка елементів нахталт шліців для ключів, які вимагають специфічних профілів.

До складу серії входить верстат 1В340Ф30 (рис.4.2), що має на озброєнні систему ЧПК, та хрестовий супорт з восьми позиційною револьверною голівкою.



Рисунок 4.1 Класифікація середніх ТРВ

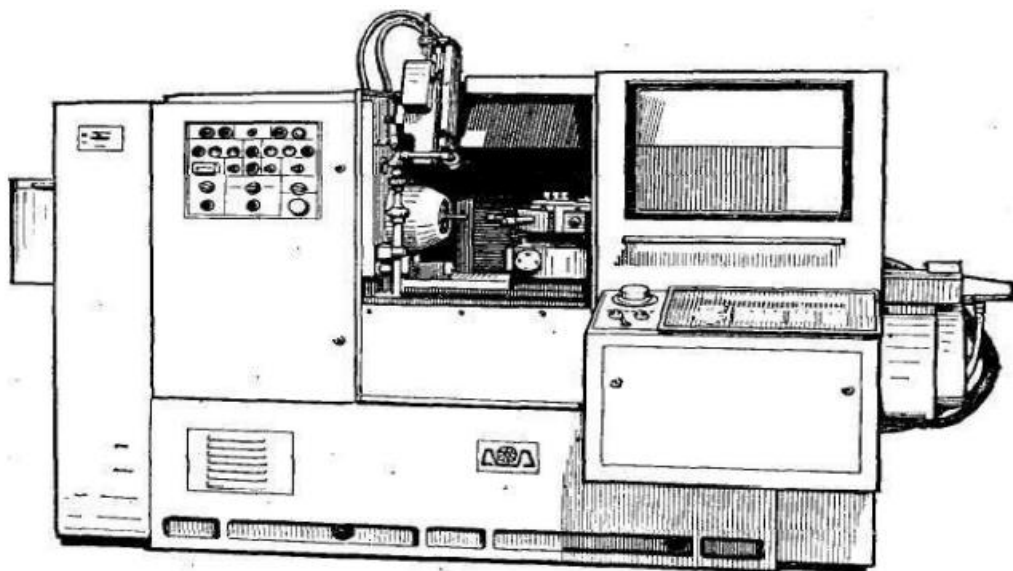


Рисунок 4.2 Верстат 1В340Ф30

Малюнок 4.3 демонструє кінематичну схему верстата моделі 1В340Ф30. Основний привід цього верстата складається з двошвидкісного асинхронного двигуна та автоматичної коробки передач АКС 206-32-31. Передача обертання від двигуна до вхідного валу коробки передач здійснюється за допомогою клинового ремня, та за допомогою зубчасто-пасової передачі від вихідного валу коробки передач до шпинделя.

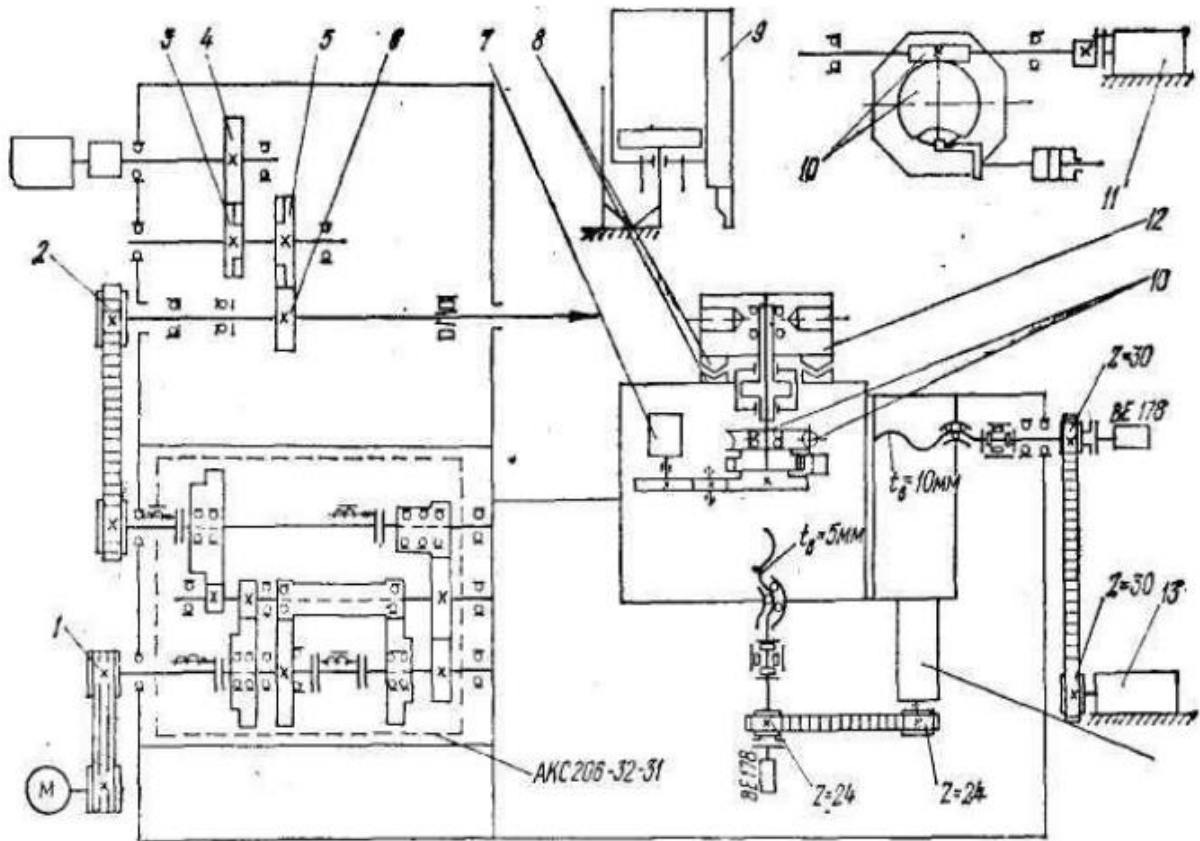


Рисунок 4.3 Кінематична схема верстата 1В340Ф30 [19]

Залежно від технічних характеристик верстат може бути стрижневого типу (максимальна частота обертання шпинделя 2000 об/хв), патронного (1600 об/хв) або регульованого (2500 об/хв), з двома шківками різного діаметру, встановленими в приводному кінематичному ланцюзі. Шпиндель з'єднаний з датчиком різьби ВЕ-178 з роздільною здатністю 1024 імпульсу/оберт. Він з'єднаний з ним через зубчасті передачі 6,5,3,4.

Поздовжні і поперечні переміщення супорта передаються двигунами постійного струму 13 і 14 з великим крутним моментом за допомогою зубчастих пасових передач і кульково-гвинтових пар. Поздовжній гвинт має крок 10, а бічний 5 мм. Обертання шнека контролюється датчиком ВЕ-178 з роздільною здатністю 1000 імпульсів /оберт.

Нарізний супорт 9 слугує для нарізання заготовок, нарізання торців, пазів і бічних канавок за допомогою профільних верстатів.

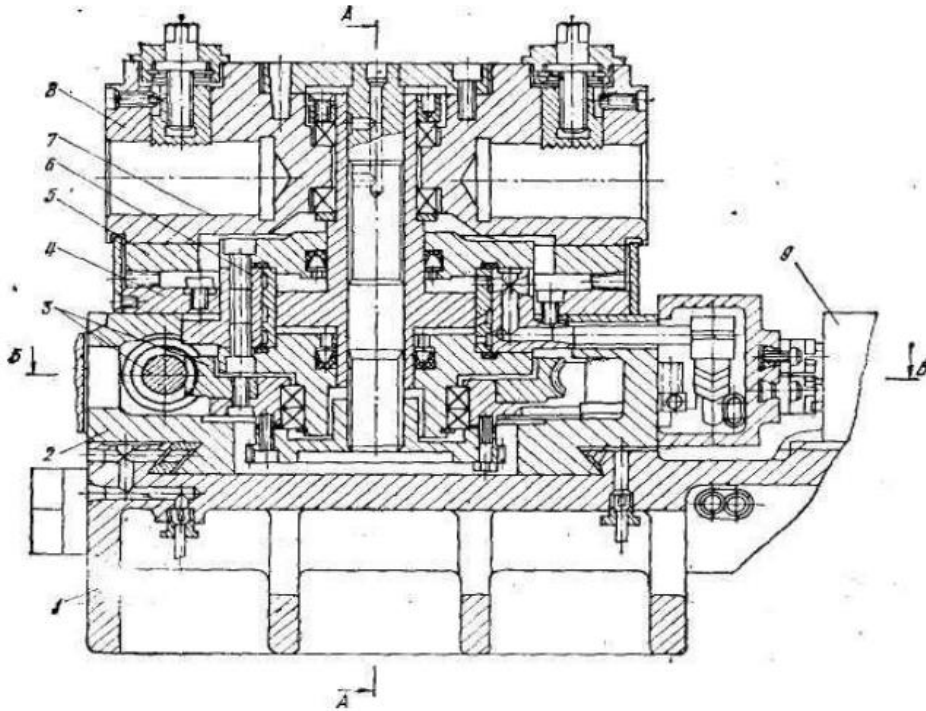
Обертання револьверної головки 12 здійснюється гідродвигуном 1 через черв'ячну передачу 10 і контролюється датчиком 7.

Висока точність і жорстка фіксація РГ 12 забезпечується за допомогою зубчастого стопорного диска 8. Конструкцію револьверного супорта 1В340Ф30 можна побачити на малюнках 4 і 5. Цей супорт призначений для управління інструментом, який закріплений в РГ, з метою виконання як робочих, так і допоміжних рухів у двох взаємно перпендикулярних осях. Сам супорт складається з корпусу 1 і поперечної каретки 2. На цій каретці закріплено восьмипозиційний РГ 8, який має отвори 7 для кріплення різцетримачів, а також механізм затискування для послаблення і повороту.

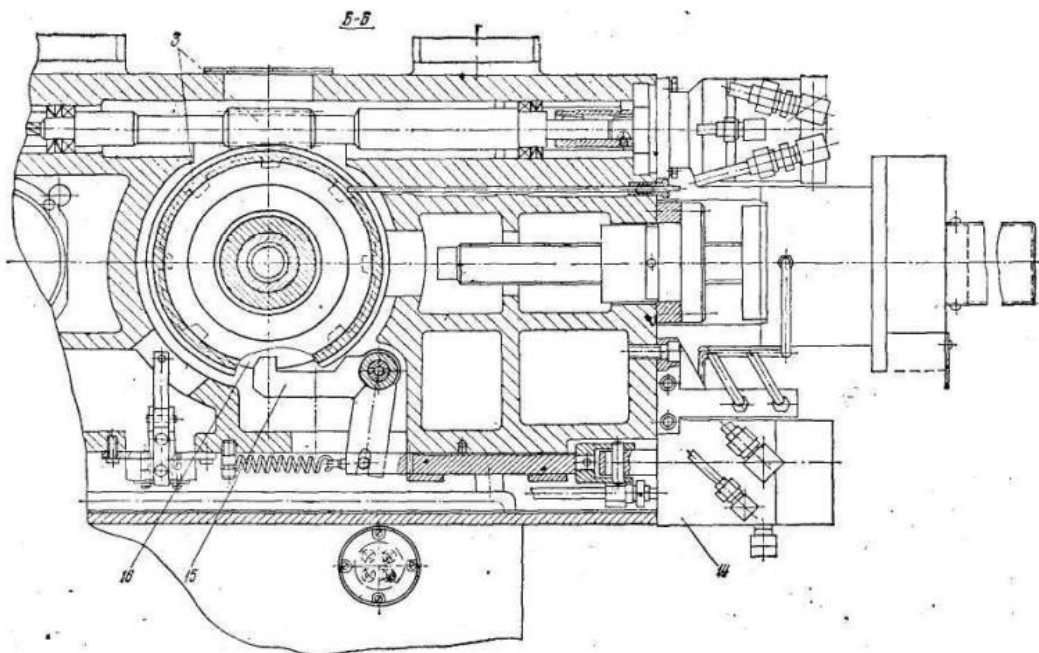
Револьверна головка закріплена на штоку циліндра 6, який утримується в упорних підшипниках. Вона здійснює обертання навколо вертикальної осі за допомогою гідромотора 13, який використовує черв'ячну передачу 3. Щоб забезпечити фіксацію головки, використовуються зубчасті стопорні диски 4 і 5. Датчик положення Р-10 зв'язаний з валом РГ через циліндричні передачі 11. Для додаткової фіксації використовується засувка 15, яка керується поршнем із золотником 14. Коли засувка входить в проріз у запірному диску 16, золотник переміщується, перекидаючи доступ масла до гідромотора, і таким чином запобігає обертанню РГ.

У цьому випадку напірна магістраль з'єднана з верхньою камерою циліндра хомута 6, і РГ закріплена на дисках 4 і 5. Для компенсації осьового

переміщення черв'яка 3 після того, як стопорний фіксатор 15 входить у гніздо запірного диска і забороняє обертання РГ, використовують плоскі пружини. Ці пружини закріплені на черв'ячному валу за допомогою стопорних дисків 4 і 5.



**Рисунок 4.4** Схема револьверного супорта верстата



**Рисунок 4.5** Револьверний супорт верстата

Для обмеження поздовжнього і поперечного переміщення супорта і контролю вихідного положення використовують кінцеві вимикачі 12 і 9 разом з регульованими по довжині кулачками.

**Таблиця 4.1** – Технічні характеристики верстата 1В340Ф30

| Параметри  | Дані                   |
|--|------------------------|
| 1. Найбільший діаметр оброблюваного прутка, мм<br><br>При затискній трубі що подає<br><br>При передньому затиску | <br><br>40<br><br>50   |
| 2. Максимальний діаметр виробу, який встановлюється, мм  | 400                    |
| 3. Максимальна довжина виробу, який оброблюється, мм   | 120                    |
| 4. Кінець шпинделя фланцевий за ГОСТ 12595-75  | 1-6Ц                   |
| 5. Кількість позицій револьверної головки  | 8                      |
| 6. Відстань від переднього торця шпинделя до револьверної головки, мм<br><br>Min<br><br>Max                      | <br><br>226<br><br>530 |
| 7. Поперечне переміщення револьверної головки, мм  | 110                    |

Кінець таблиці 4.1

|  |  |
|--|--|
| 8. Відстань знизу верстата до осі шпинделя, мм                                   | 1060                                       |
| 9. Частота обертання шпинделя, об/хв<br>При прямому обертанні<br>При зворотньому | 45.....2000<br>(56.....2500)<br>45.....250 |
| 10. Діапазон подач револьверного супорта, мм/хв<br>Поздовжніх<br>Поперечних      | 1.....2500<br>1.....1250                   |
| 11. Діапазон подач відрізного супорта, мм/хв                                     | 5.....600                                  |
| 12. Швидкість ходу відрізного супорта, м/хв                                      | 8  |
| 13. Габарити верстата, мм<br>Довжина<br>Ширина<br>Висота                         | 2840<br>1770<br>1670                       |
| 14. Маса верстата (без електроніки) кг   | 2500                                       |
| 15. Маса у прутковому виконанні з електро – та гідро обладнанням та з приладами  | 3600                                       |

#### 4.1 Жорсткість шпиндельного вузла

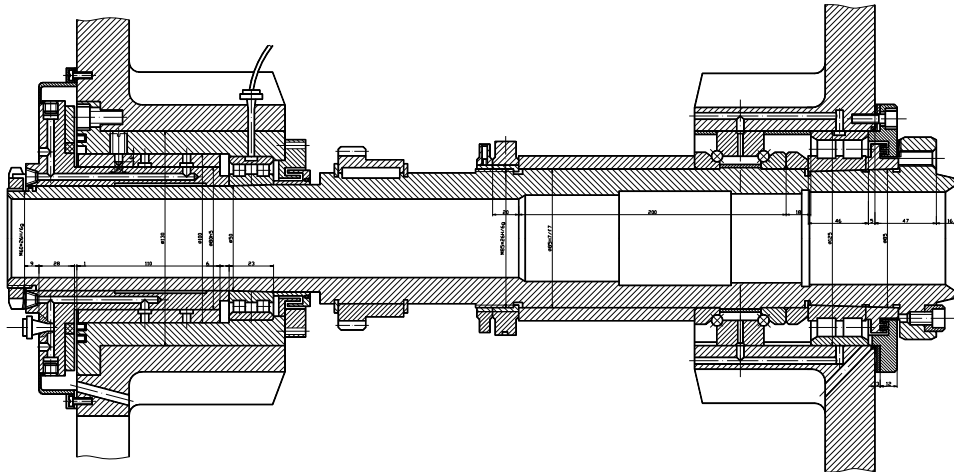


Рисунок 4.1 Конструкція шпиндельного вузла

Для розрахунку будемо використовувати метод що описаний у «Статичний розрахунок шпиндельних вузлів» / І.І. Верба, О.В. Даниленко/.

$$l = 375 \text{ мм};$$

$$a = 165 \text{ мм};$$

$$l_2 = 92 \text{ мм};$$

$$P = 2,5 \text{ кН};$$

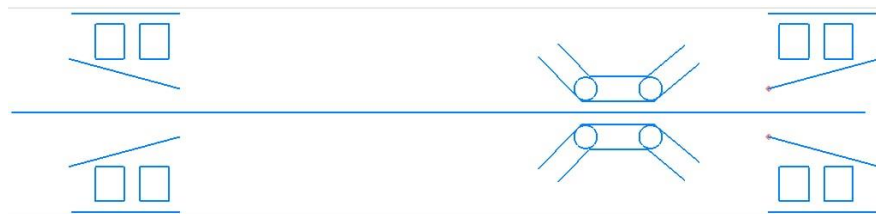


Рисунок 4.2 Схема шпиндельного вузла

$$T = \frac{T_2}{u\eta_{3,n}} = 9,36 \text{ Н / м} \quad (4.1)[10]$$

$$F_t = \frac{2T}{mz} = \frac{2 \cdot 9.36}{0.025 \cdot 33} = 22.6H \quad (4.2)[10]$$

$$Q = 1.1 \cdot F_t = 25H \quad (4.3)[10]$$

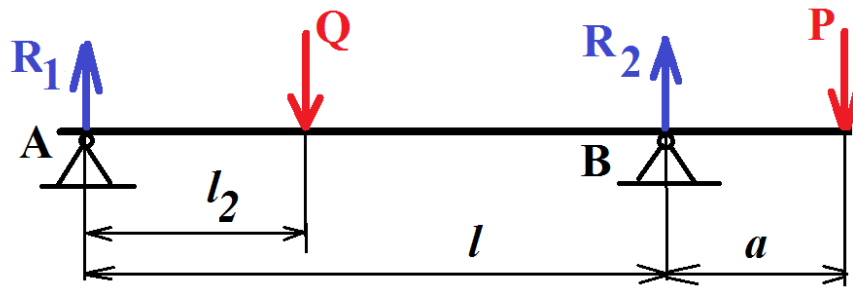


Рисунок 4.3 Розрахункова схема ШВ

$$M(R1): -Ql_2 + R_2l - P(l + a) = 0;$$

$$R_1 - Q + R_2 - P = 0;$$

$$R_1 = Q - R_2 + P = 2525 - 3606 = -1081H;$$

$$R_2 = P(l + a) + Ql_2 / l = 3606H;$$

$$M_{kp} = 9550 \cdot \frac{N \cdot n}{n} = \frac{3.2 \cdot 0.9}{1440} = 19.1 \quad (4.4)[10]$$

$$K_1 = 1.25; K_2 = 0.9; K_3 = 0.6; K_4 = 1;$$

$$K_v = d \cdot n_{\max} (K_{1\phi} / K_{1\theta}) K_2;$$

$$K_{v1} = 0.08 \cdot 5 \cdot 10^5 \cdot 1.25 \cdot 0.9 = 45000;$$

$$K_{v2} = 0.105 \cdot 5 \cdot 10^5 \cdot 1.25 \cdot 0.9 = 59062;$$

$$K_{v3} = 0.105 \cdot 5 \cdot 10^5 \cdot 1.25 \cdot 0.9 = 59062;$$

На шпинделі розміщені три підшипники. У опорі А знаходиться роликовий радіальний дворядний підшипник, який відповідає стандарту ГОСТ 3182116 і має короткі циліндричні ролики.

У опорі В знаходиться кульковий упорно-радіальний дворядний підшипник, який має кут контакту  $60^\circ$ , і відповідає стандартам ГОСТ 178821 та ГОСТ 3182121. Цей підшипник аналогічний до того, що встановлений в опорі А, за винятком його розмірів.

Дані підшипників:

ГОСТ 3182116 - d x D x B – 80 x 125 x 34;

ГОСТ 3182121 - d x D x B – 105 x 160 x 41;

ГОСТ 178821 - d x D x T – 105 x 160 x 66;

Визначення жорсткості у опорі А:

$$j_{r1} = \frac{R1}{\delta_m + \delta_{rk}} = \frac{1081}{0.0441 + 0.2075} = 4295 H / мм \quad (4.5)[10]$$

Де

$$\delta_m = K_\delta \cdot \delta_{r1} = 0.25 \cdot 0.1767 = 0.0441 \quad (4.6)[10]$$

Де

$$\delta_{r1} = \frac{0.351 \cdot (0.1 \cdot R1)^{0.897}}{1000 \cdot d^{0.8}} = \frac{0.351 \cdot (0.1 \cdot 1081)^{0.897}}{1000 \cdot 0.08^{0.8}} = 0.1767 \quad (4.7)[10]$$

$$\delta_{rk} = \frac{4R1K_\delta}{\pi \cdot d_1 \cdot B} \cdot \left(1 + \frac{d}{D}\right) = \frac{4 \cdot 1081 \cdot 0.25}{3.14 \cdot 80 \cdot 34} \cdot \left(1 + \frac{80}{125}\right) = 0.2075 \quad (4.8)[10]$$

Жорсткість підшипників у опорі В:

№3182121:

$$j_{r2} = \frac{R1}{\delta_m + \delta_{rk}} = \frac{1081}{0.0355 + 0.132} = 6473 H / мм \quad (4.9)[10]$$

$$\delta_m = K_\delta \cdot \delta_{r1} = 0.25 \cdot 0.142 = 0.0355 \quad (4.10)[10]$$

$$\delta_{r1} = \frac{0.351 \cdot (0.1 \cdot R1)^{0.897}}{1000 \cdot d^{0.8}} = \frac{0.351 \cdot (0.1 \cdot 1081)^{0.897}}{1000 \cdot 0.105^{0.8}} = 0.142 \quad (4.11)[10]$$

$$\delta_{rk} = \frac{4R1K_{\delta}}{\pi \cdot d_1 \cdot B} \cdot \left(1 + \frac{d}{D}\right) = \frac{4 \cdot 1081 \cdot 0.25}{3.14 \cdot 105 \cdot 41} \cdot \left(1 + \frac{105}{160}\right) = 0.132 \quad (4.12)[10]$$

№178821:

$$j_{r3} = \frac{R1}{\delta_m + \delta_{rk}} = \frac{1081}{0.0355 + 0.0822} = 9178.9H / мм \quad (4.13)[10]$$

$$\delta_m = K_{\delta} \cdot \delta_{r1} = 0.25 \cdot 0.142 = 0.0355 \quad (4.14)[10]$$

$$\delta_{r1} = \frac{0.351 \cdot (0.1 \cdot R1)^{0.897}}{1000 \cdot d^{0.8}} = \frac{0.351 \cdot (0.1 \cdot 1081)^{0.897}}{1000 \cdot 0.105^{0.8}} = 0.142 \quad (4.15)[10]$$

$$\delta_{rk} = \frac{4R1K_{\delta}}{\pi \cdot d_1 \cdot B} \cdot \left(1 + \frac{d}{D}\right) = \frac{4 \cdot 1081 \cdot 0.25}{3.14 \cdot 105 \cdot 66} \cdot \left(1 + \frac{105}{160}\right) = 0.0822 \quad (4.16)[10]$$

Поворотна жорсткість:

$$J_{BA} = \frac{\pi D^4}{64} = \frac{3.14 \cdot 160^4}{64} = 3.2153 \cdot 10^7 мм^4 \quad (4.17)[10]$$

$$J_{AC} = \frac{\pi D^4}{64} = \frac{3.14 \cdot 125^4}{64} = 1.1978 \cdot 10^7 мм^4 \quad (4.18)[10]$$

$$j_{нов} = \frac{3 \cdot E \cdot J_{BA}}{L} = \frac{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 3.2153 \cdot 10^7}{375} = 5.144 \cdot 10^{10} \quad (4.19)[10]$$

Податливість: № 3182116:

$$e = 28 \cdot 10^{-3} \cdot \left[ \frac{1}{2lp} \right] \cdot \left( \frac{\lg 15.2 \cdot 10^5 \cdot d_p \cdot l_p \cdot z}{R} - 0.4343 \right) = 28 \cdot 10^{-3} \cdot \left[ \frac{1}{52 \cdot 10} \right] \cdot \left( \frac{\lg 15.2 \cdot 10^5 \cdot 10 \cdot 10 \cdot 52}{1081} - 0.4343 \right) = 30.6 мкм / H \quad (4.20)[10]$$

№3182121:

$$e = 28 \cdot 10^{-3} \cdot \left[ \frac{1}{2lp} \right] \cdot \left( \frac{\lg 15.2 \cdot 10^5 \cdot d_p \cdot l_p \cdot z}{R} - 0.4343 \right) = 28 \cdot 10^{-3} \cdot \left[ \frac{1}{52 \cdot 13} \right] \cdot \left( \frac{\lg 15.2 \cdot 10^5 \cdot 13 \cdot 13 \cdot 52}{3606} - 0.4343 \right) = 11.9 \text{ мкм} / H \quad (4.21)[10]$$

Радіальне переміщення переднього кінця шпинделя: (4.22)[10]

$$Y_{u2} = P \left\{ \frac{a^2}{3E} \left[ \frac{a}{l_k} + \frac{l(1-\varepsilon_\varepsilon)}{l_n} \right] + \frac{1}{j_{r1}} \left[ \frac{a(1-\varepsilon_\varepsilon) + l}{l^2} \right]^2 + \frac{1}{j_{r2}} \cdot \frac{a^2(1-\varepsilon_\varepsilon)}{l^2} \right\} + Q(1-\varepsilon_\varepsilon) \left[ \frac{1}{j_{r1}} \frac{l+a}{l^2} - \frac{1}{j_{r2}} \frac{l-283}{l^2} - \frac{a(c^3 + 2cl^2 - 3c^2l)}{3El_n l} \right] = 2500 \left\{ \frac{165^2}{3 \cdot 2 \cdot 10^5} \left[ \frac{165}{1.1978 \cdot 10^7} + \frac{375(1-0.45)}{3.2153 \cdot 10^7} \right] + \frac{1}{4295} \left[ \frac{165(1-0.45) + 375}{375^2} \right]^2 + 25(1-0.45) \left[ \frac{1}{6473} \cdot \frac{165^2(1-0.45)}{375^2} \right] \right\} + 25(1-0.45) \left[ \frac{1}{4295} \cdot \frac{375+165}{375^2} - \frac{1}{6473} \cdot \frac{375-283}{375^2} - \frac{165(283^3 + 2 \cdot 283 \cdot 375^2 - 3 \cdot 283^2 \cdot 375)}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 3.2153 \cdot 10^7 \cdot 375} \right] = 0.0049 \text{ мм}$$

Радіальна жорсткість:

$$j = \frac{P}{Y_{u2}} = \frac{2500}{0.0049 \cdot 10^3} = 510 \text{ Н} / \text{мкм} \quad (4.23)[10]$$

Розрахунок швидкохідності шпиндельного вузла

Варіант шпиндельної опори, що визначає форму посадочних місць, вибирається відповідно до вимог швидкості та точності обробки, яка визначається параметрами швидкості -  $dn$ , мм · хв<sup>-1</sup>, де  $d$  - діаметр отвору під підшипник, мм;  $n$  - Оберти шпинделя, хв<sup>-1</sup>

$d_A = 60$  мм – діаметр під підшипник в опорі А;

$d_B = 105$  мм – діаметр під підшипник в опорі В;

$N = 2500$  хв<sup>-1</sup> – максимальна частота

$$A) d \cdot n = 65 \cdot 2500 = 1.6 \cdot 10^5 \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1}$$

$$B) d \cdot n = 105 \cdot 2500 = 2.6 \cdot 10^5 \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1}$$

| Увеличение быстроходности<br>Уменьшение жесткости<br>▽ | № | Тип              | Схема | dn 10 <sup>5</sup><br>мм мин <sup>-1</sup> | C           |
|--|---|------------------|-------|--|-------------|
|  | 1 | Низкоскоростные  |       | 1...1,4                                    | 0,65...0,75 |
|  | 2 |                  |       | 1,5...1,8                                  | 0,45...0,65 |
|  | 3 |                  |       | 1,6...2                                    | 0,3...0,45  |
|  | 4 | Среднескоростные |       | 2,5...3,5                                  | 0,3...0,45  |
|  | 5 |                  |       | 3...4,5                                    | 0,2...0,3   |
|  | 6 |                  |       | 4...5                                      | 0,15...0,2  |
|  | 7 | Высокоск.        |       | 5...6                                      | 0,1...0,15  |
| 8  |   |                  | 6...8 | 0,05...0,1                                 |             |

**Рисунок 4.4** Схема компоновки ШВ

За швидкісним параметром обираємо опори № 4 – середньо-швидкісні підшипники кочення.

#### 4.2 Розрахунок зусилля затягування револьверної головки

Дуже поширеним випадком є те що револьверну головку фіксують за допомогою дисків які мають плоскі зубчасті вінця. Перший буде закріплений на револьверній головці, а другий на корпусі супорта. Якщо зуб заходить в зубчасту западину на вінці то це створює напругу з боків зуба. Жорсткість і точність фіксації револьверної головки, цей метод може значно підвищити, це якщо говорити у порівнянні з іншими методами такими як: фіксація за допомогою пальцевих клинових затискачів, затягування револьверної головки на плоскому кінці.

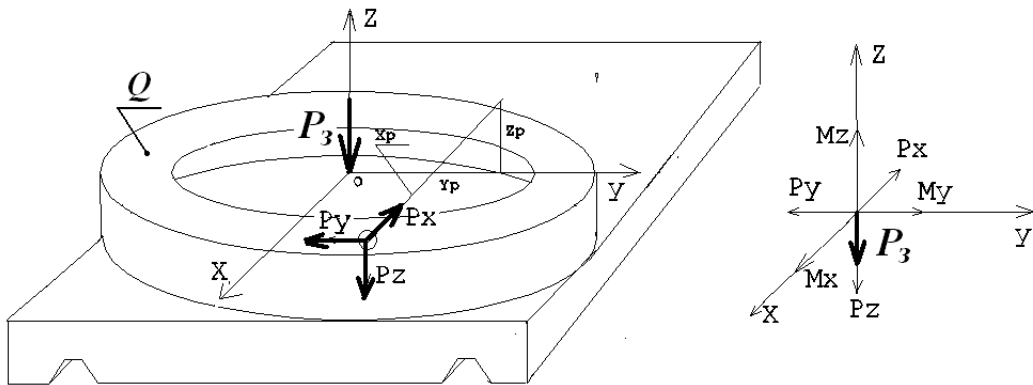
Від сили затягування револьверної головки буде залежати жорсткість і амортизаційні властивості кріплення. Також, для будь – якого зубчастого стику існують оптимальні значення зусилля затягування, і якщо їх знизити то це приведе до різкого зниження жорсткості фіксації. Але якщо зусилля зробити вищим за оптимальний то це лише трохи підвищить жорсткість.

Коли затягується револьверна головка, на поверхні вінця буде виникати питомий тиск, який буде розподілятися при застосуванні до головки навантаження поза центром. Жорсткість контактної стики різко починає падати при певному значенні тиску, коли поверхні що є дотичними вже не контактують одна з одною. Тому, зусилля, може бути вибране як мінімальне значення питомого тиску у точці з'єднання у точці максимального навантаження.

Мінімальний питомий тиск що у точці з'єднання, який знаходиться на середньому радіусі стики, має бути не менший встановленого допустимого значення.

Вихідні дані:

$P_Z = 4$  кН;  $P_X = 1$  кН;  $P_Y = 2,10$  кН – складові сили різання.  
 Параметри стики:  $b = 20$  мм;  $h = 78$  мм;  $z = 80$ ;  $D = 264$  мм;  $R_{cp} = 118$  мм - довжина, середня глибина заходу, число зубів, діаметр зубчастого колеса, середній радіус кільцевого стики.



**Рисунок 4.5** Розрахункова схема стики механізму фіксації

Позитивними напрямками вважаємо ті, що вказані на малюнку для сил і моментів. Тепер давайте визначимо мінімальний питомий тиск,  $q_{min}$ , в точці з'єднання, яка розташована на середньому радіусі  $R_{cp}$ . Цей питомий тиск відноситься до проекції контактної поверхні на площину Q і виражається через компоненти сили різання та геометричні характеристики стики.

$$q_{min} = \frac{P_3 - P_Z}{F_Q} - \frac{M_B}{I} \cdot R_{cp} - \frac{|M_Z| \cdot \operatorname{tg} \alpha}{R_{cp} \cdot F_Q} \quad (4.24)[12]$$

Де

$$M_B = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2} \quad (4.25)[12]$$

$$M_X = P_Y \cdot Z_P - P_Z \cdot Y_P = 2.1 \cdot 60 - 4(-111) = 570H / мм$$

$$M_Y = -P_X \cdot Z_P + P_Z \cdot X_P = -1 \cdot 60 - 4 \cdot 184 = 676H / мм$$

$$M_Z = P_Y \cdot Y_P - P_X \cdot X_P = 1 \cdot (-111) - 2.1 \cdot 184 = 497.5H / мм$$

Де

$X_P = 184$  мм;  $Y_P = -111$  мм;  $Z_P = 60$  мм; - координати точки застосування відповідного зусилля різання;

Осьовий момент інерції площі стику:

$$I = F_Q \frac{R_{cp}^2}{2} \quad (4.26)[12]$$

Для затягнутого кільцевого стику:

$$F_Q = 2bh_z \beta \cdot tg \alpha = 2 \cdot 20 \cdot 7.8 \cdot 80 \cdot 0.5 tg 20^\circ = 4504 мм^2 \quad (4.27)[12]$$

Після перетворення отримаємо:

$$q_{min} = \frac{P_3 - P_Z}{F_Q} - \frac{2\sqrt{M_X^2 + M_Y^2} + |M_Z| \cdot tg \alpha}{R_{cp} \cdot F_Q} \quad (4.28)[12]$$

З останньої залежності  $q_{min} \geq [q_{min}]$ , , отримуємо формулу:

$$P_3 \geq [q_{min}] \cdot F_Q + P_Z + \frac{2\sqrt{M_X^2 + M_Y^2} + |M_Z| \cdot tg \alpha}{R_{cp}} =$$

$$1 \cdot 10^{-3} \cdot 4504 + 4 + \frac{2\sqrt{(570)^2 + (676)^2} + 497.5 \cdot 0.364}{118} = 25кН$$

Отже, умовою для запобігання розкриття стику в даній конфігурації є забезпечення мінімально необхідного зусилля для затягування вінця зі значенням  $P_3 = 25$  кН.

Для створення цього зусилля у фіксаторному приводі використовується гідравлічний циліндр, який надає тиск з гідравлічної системи машини. Тиск у гідравлічній системі становить 2 МПа. Розміри циліндра для затискування такі: діаметр поршня 170 мм, діаметр штока 85 мм.

Отже, максимальне зусилля затиску, яке гідроциліндр може створити при максимальному тиску у гідравлічній системі (2 МПа), складає 68,1 кН. Це значення перевищує мінімально необхідне в 2,7 рази.

Висновок: У ході опису були розглянуті основні конструкційні елементи, функціональні можливості та особливості токарно-револьверного верстата 1В340Ф30.

Проведений розрахунок шпиндельного вузла на його жорсткість дозволив отримати важливі дані щодо здатності верстата витримувати механічні навантаження та забезпечити стабільність обробки деталей.

Аналіз отриманих результатів дозволяє зробити висновки щодо оптимальності конструкції та потенційної продуктивності верстата в різних умовах експлуатації.

Детальний розрахунок зусилля затягування револьверної головки допомагає забезпечити надійність та ефективність процесу обробки. Знайдене мінімально необхідне зусилля у 25 кН і зусилля затиску гідроциліндра у 68кН.

З цього можна зробити висновок, що геометричні розміри запірного механізму та параметри гідроциліндра для затискування відповідають вимогам конструкції фіксаторного механізму.

Отримані результати і висновки розділу допомагають зрозуміти та оцінити робочі характеристики токарно-револьверного верстата 1В340Ф30, що в свою чергу може бути корисним для проектування, виробництва та

експлуатації даного обладнання. Розглядання параметрів жорсткості та зусилля затягування головки є важливою складовою для забезпечення якості та ефективності обробки на даному верстаті.

## 5 РОЗРОБКА ІНСТРУМЕНТАЛЬНОГО ОСНАЩЕННЯ ДЛЯ ТОКАРНО – РЕВОЛЬВЕРНОГО ВЕРСТАТА

Створення інструментального оснащення – це важливий етап у виробничому процесі, який спрямований на розробку та виготовлення різноманітних інструментів для виробництва.

Від точності виготовлення даного типу продукції залежатиме подальша якість виробів які буде обслуговувати цей інструмент, тож перед тим як починати були проведені необхідні розрахунки верстата на який передбачається подальше встановлення інструменту.

Різцетримач буде складатися з:

- Корпусу
- Різцетримача
- Демпфера

В середовищі Autodesk Inventor створюємо 3д модель корпусу. Він буде містити отвір для демпфера, проріз для різтеримача, державку та отвори під різьбові кріплення.

Корпус різцетримача грає ключову роль у забезпеченні стійкості та ефективності різців під час обробки матеріалів на токарно-фрезерних верстатах. Характеристики корпусу різцетримача повинні бути такими, щоб вони задовольняли вимоги конкретного застосування та оброблюваних матеріалів. Основні характеристики включають:

1.Матеріал: Корпус різцетримача повинен бути виготовлений з високоміцної та стійкої до зношування сталі або іншого відповідного матеріалу. Через ряд переваг, таких як: міцність, зносостійкість, стійкість до ударних навантажень, економічність та оброблювальну здатність – матеріалом корпусу було обрано сталь 45.

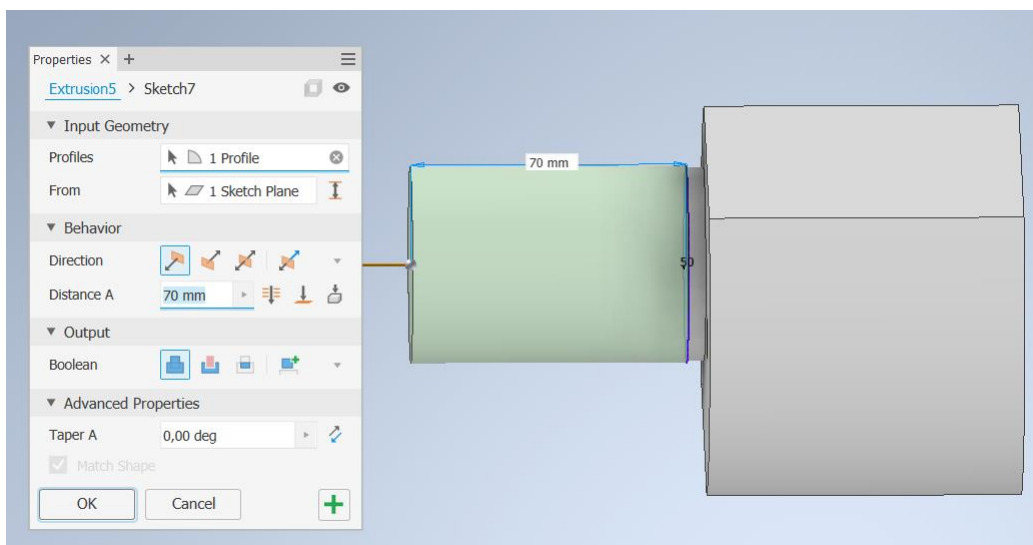
2. Жорсткість: Корпус повинен мати достатню жорсткість для підтримки точного положення різця та передачі оброблювальних сил.

3. Вібростійкість: Конструкція корпусу повинна бути спроектована з урахуванням вібрацій, які можуть виникнути під час обробки. В нашому випадку конструкція передбачає розміщення всередині корпусу демпфера з гумовими проставками

4. Система Кріплення: Корпус повинен мати надійну систему кріплення, яка дозволяє стійко фіксувати різець у потрібному положенні. Різець буде фіксуватися на 6 різьбових з'єднань через отвори у корпусі.

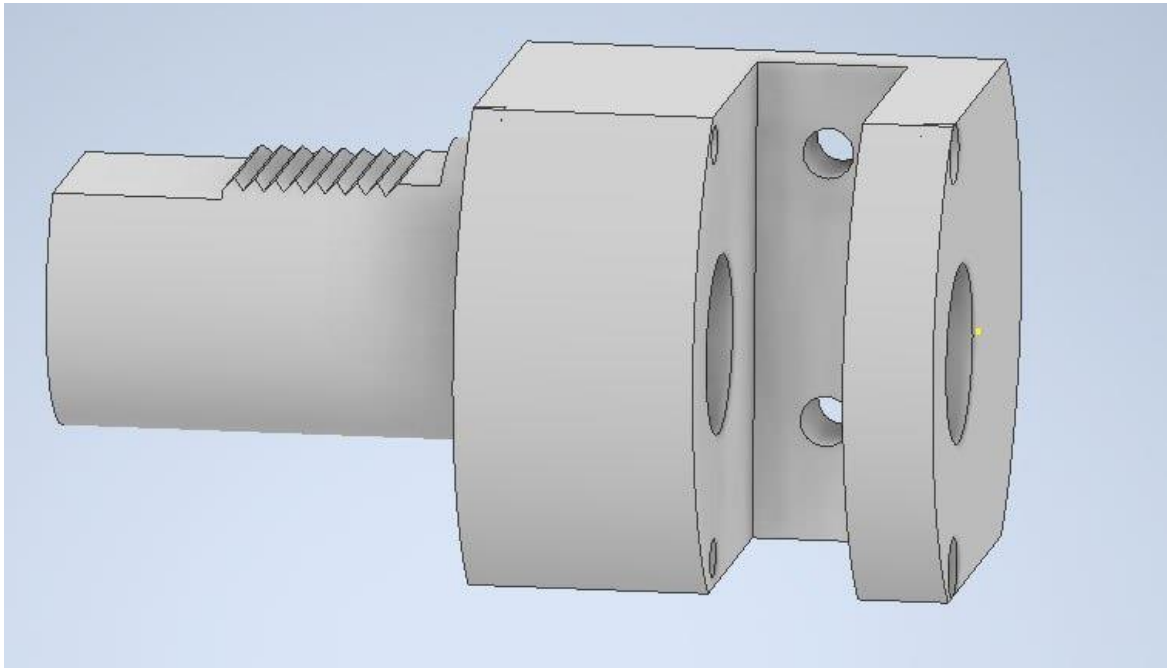
Параметрами фіксації інструменту в револьверній головці верстат обумовлена форма та розміри державки.

Після створення ескізів, використовуємо операції видавлювання.

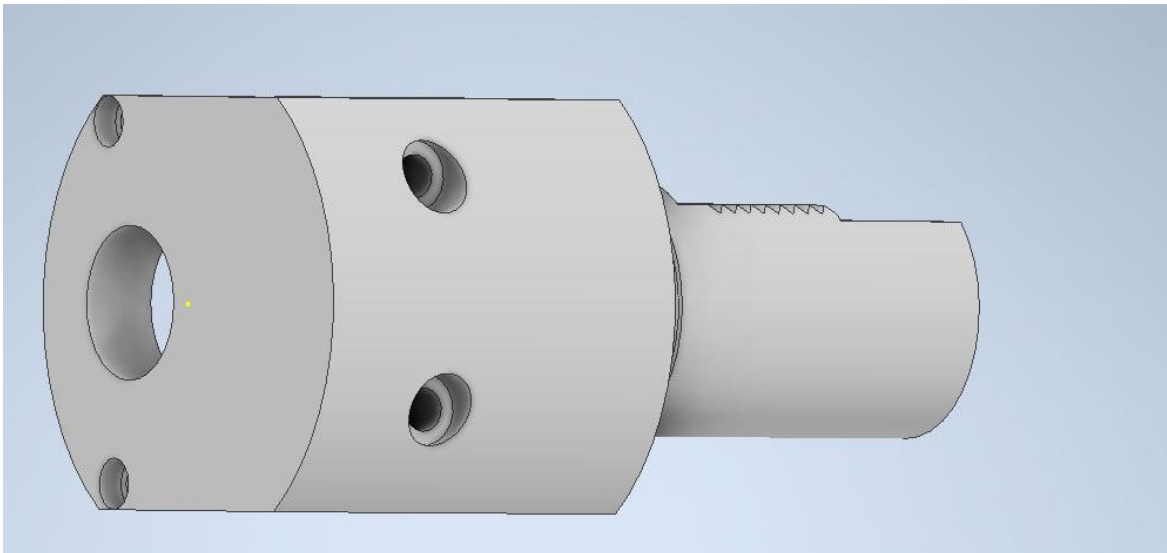


**Рисунок 5.1** Створення 3д моделі корпусу

В готовому варіанті корпус різцетримача матиме вигляд :



**Рисунок 5.2** Корпус тримача, передній план

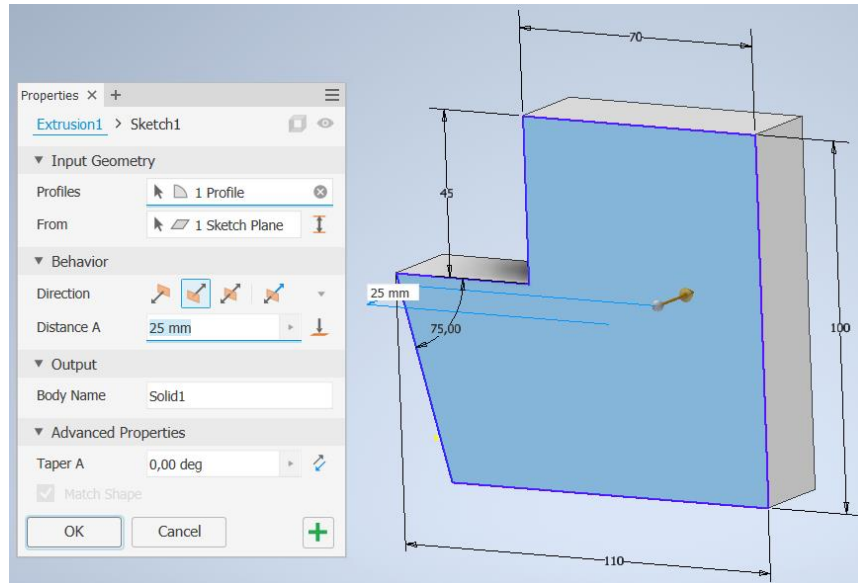


**Рисунок 5.3** Корпус тримача задній план

Далі створимо 3д модель різцетримача. Він також буде виготовлятися зі сталі 45. Різцетримач містить отвір під демпфер та демпфуючий проріз. Геометрія прорізу спрямована поглинання вібрацій від тангенціальної

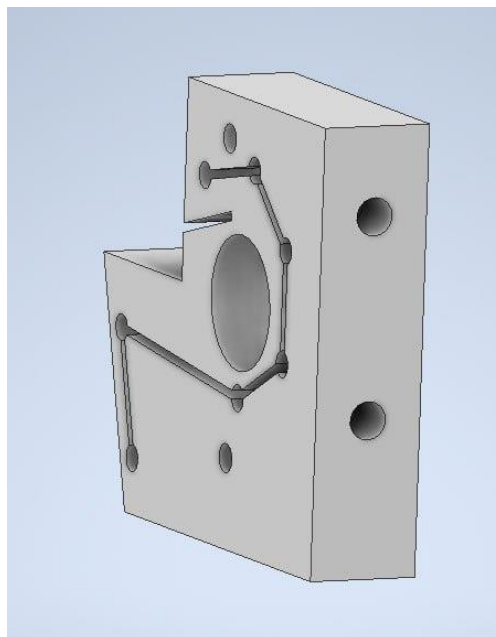
складової сили різання, в тий час як демпфер в середині конструкції буде також спрямований на гасіння тангенціальних коливань.

Використовуючи операцію «Extrusion» з ескізу створюємо 3д модель



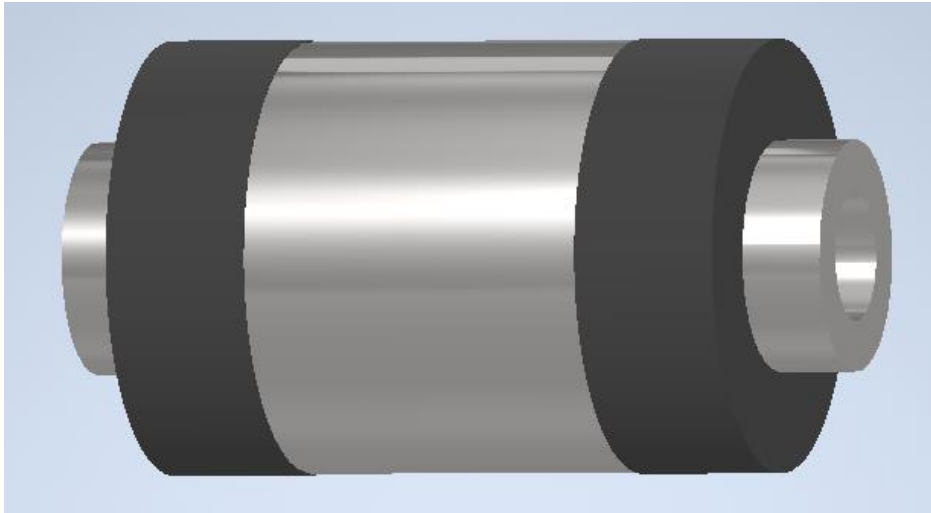
**Рисунок 5.4** Створення 3д моделі різцетримача

В результаті проведених операцій, готова модель матиме вигляд:

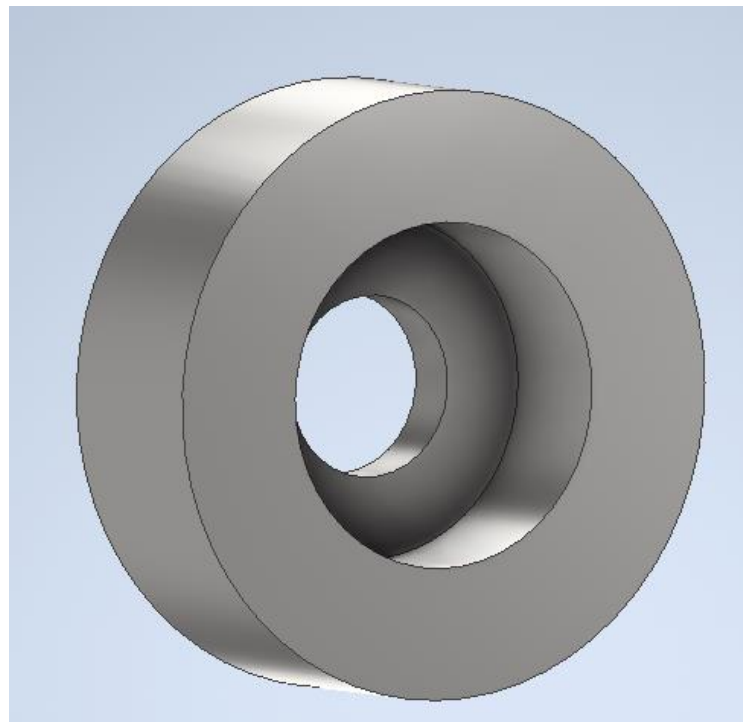


**Рисунок 5.5** Готова модель різцетримача

Демпфер буде циліндричної форми, як матеріал оберемо сталь 45. На кінцях демпфера знаходяться гумові прокладки. Він буде всередині різцетримача і кріпитись болтом і гайкою. Також слід виготовити кришки які будуть прикривати демпфер і будуть створювати додаткове ущільнення за рахунок затягнення болта.

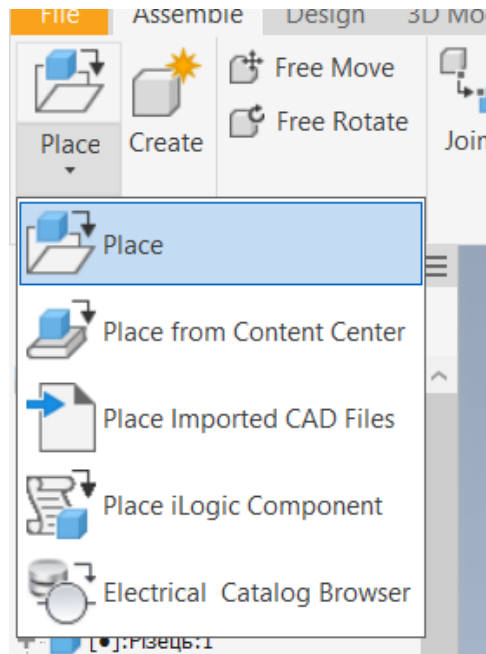


**Рисунок 5.6** Демпфер



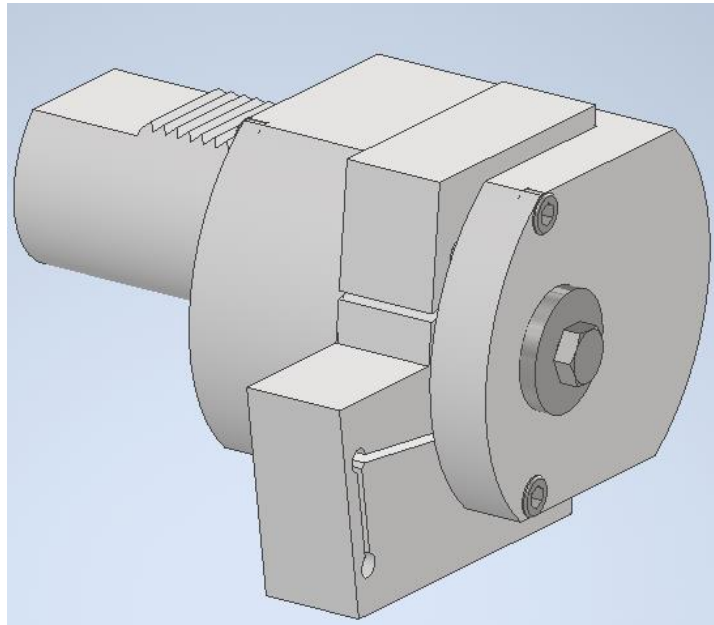
**Рисунок 5.7** Кришка

На наступному етапі створюємо файл збірки та додаємо туди усі необхідні елементи як показано на рисунку 5.8.



**Рисунок 5.8** Завантаження деталей у файл збірки

Наступними кроками за допомогою залежностей «Constrain» пов'язуємо деталі між собою. Важливо зауважити, що для того аби демпфер та проріз ефективно поглинали вібрації, між різцетримачем і корпусом необхідно передбачити мінімальні зазори у 0.1 мм.



**Рисунок 5.9** Збірка інструмента

Для визначення впливу демпфера на зміну напрямку головних осей жорсткості різцетримача слід провeсти дослідження розташування кругової діаграми переміщень вершини різця

« Autodesk Inventor » будемо проводити аналіз напружень різцетримача з демпфером в середині. В точці контакту вершини різця з заготовкою треба прикласти силу в 1000Н, щоразу кут дії цієї сили буде змінюватися на  $30^\circ$  і фіксуватись переміщення вершини різця. Для аналізу необхідно визначити деформації в площині радіальної (OY) та тангенціальної (OZ) складових сили різання.

Для того щоб дослідження були більш точними, необхідно задати матеріали усім частинам інструмента.

| Component | Original Material | Override Material | Safety Factor  |
|-----------|-------------------|-------------------|----------------|
| сборка    |                   |                   |                |
| Корпус:1  | Steel             | (As Defined)      | Yield Strength |
| Різець:1  | Steel             | (As Defined)      | Yield Strength |
| Демпфер:1 | Steel, Mild       | (As Defined)      | Yield Strength |
| кришка:1  | Steel, Mild       | Steel             | Yield Strength |
| кришка:2  | Steel, Mild       | Steel             | Yield Strength |
| резинові  | Rubber, Silicone  | Rubber, Silicone  | Yield Strength |
| резинові  | Rubber, Silicone  | Rubber, Silicone  | Yield Strength |

### Рисунок 5.10 Задання матеріалів

Далі треба жорстко закріпити частини конструкції які це передбачають. Це можна зробити за допомогою операції Fixed.

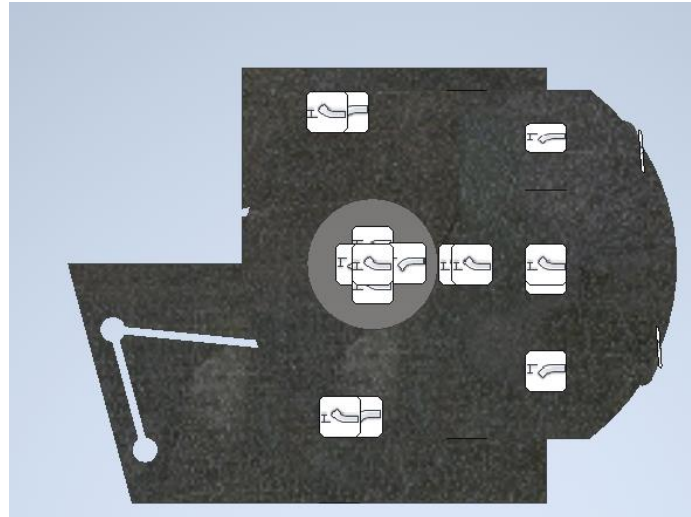


Рисунок 5.11 Фіксація елементів конструкції

Розбиваємо конструкцію на велику кількість скінченних елементів за допомогою налаштування сітки.

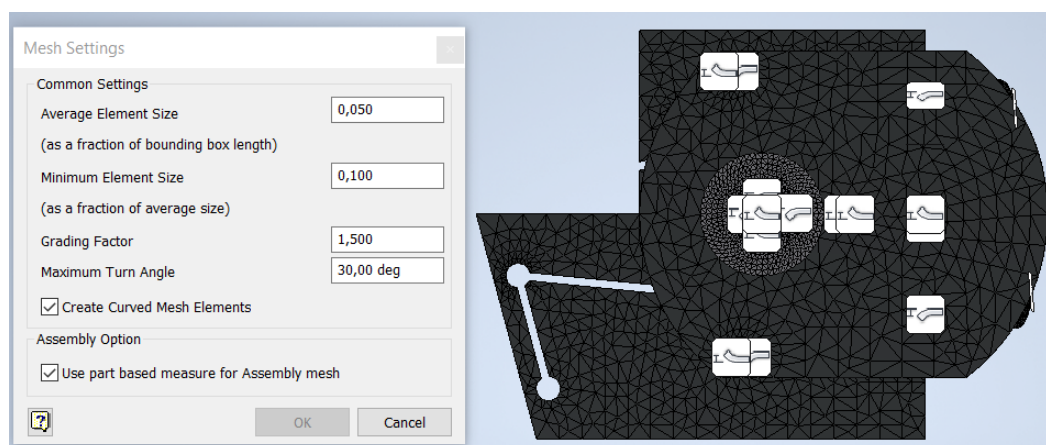
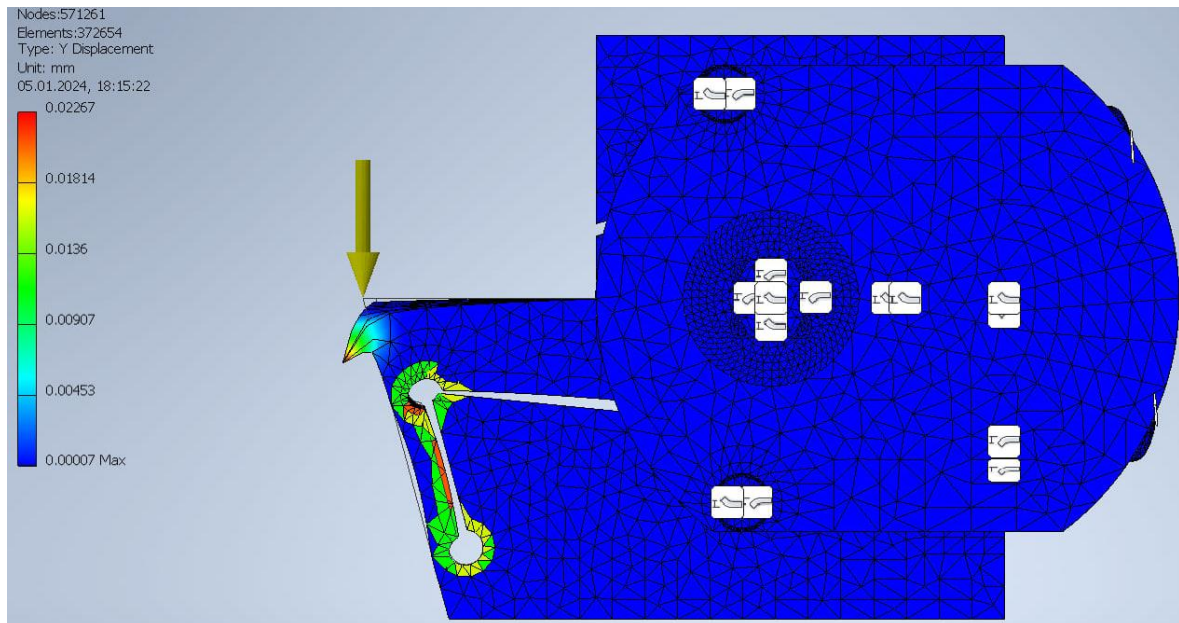


Рисунок 5.12 Налаштування сітки

Далі прикладаємо силу у 1000Н в точці контакту і фіксуємо переміщення по осям X та Y.



**Рисунок 5.13** Прикладання сили на вершину різця

Визначаємо переміщення у всіх 12 напрямках та фіксуємо:

|            |          |            |          |            |          |            |          |            |          |
|------------|----------|------------|----------|------------|----------|------------|----------|------------|----------|
| <b>0</b>   |          | <b>30</b>  |          | <b>60</b>  |          | <b>90</b>  |          | <b>120</b> |          |
| dy         | -0,0205  | dy         | -0,02083 | dy         | -0,01559 | dy         | 0,006164 | dy         | 0,004911 |
| dx         | 0,006164 | dx         | 0,01325  | dx         | 0,01678  | dx         | 0,01582  | dx         | 0,01062  |
| <b>150</b> |          | <b>180</b> |          | <b>210</b> |          | <b>240</b> |          | <b>270</b> |          |
| dy         | 0,01467  | dy         | 0,0205   | dy         | 0,02083  | dy         | 0,01559  | dy         | 0,006164 |
| dx         | 0,002571 | dx         | 0,006164 | dx         | -0,01325 | dx         | -0,01678 | dx         | -0,01582 |
| <b>300</b> |          | <b>330</b> |          |            |          |            |          |            |          |
| dy         | -0,00491 | dy         | -0,01467 |            |          |            |          |            |          |
| dx         | -0,01062 | dx         | -0,00257 |            |          |            |          |            |          |

**Рисунок 5.14** Значення переміщень по осям x та y (мм)

За цими значеннями можемо побудувати кругову діаграму переміщень вершини різця з демпфером:

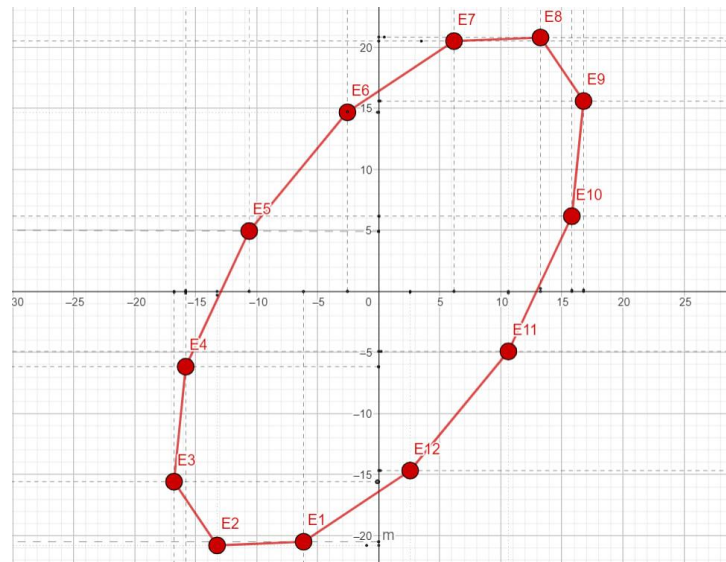


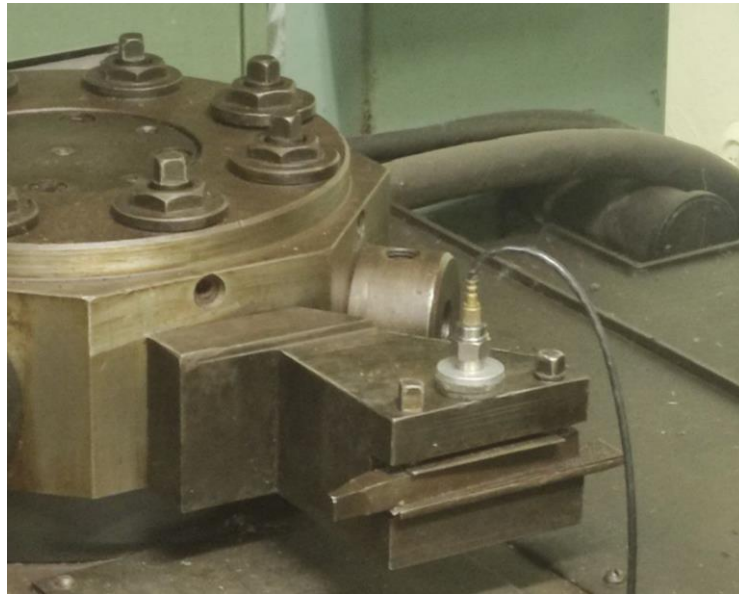
Рисунок 5.15 Діаграма переміщень вершини різця

### 5.1 Результати експериментальних досліджень різцетримача з демпфером

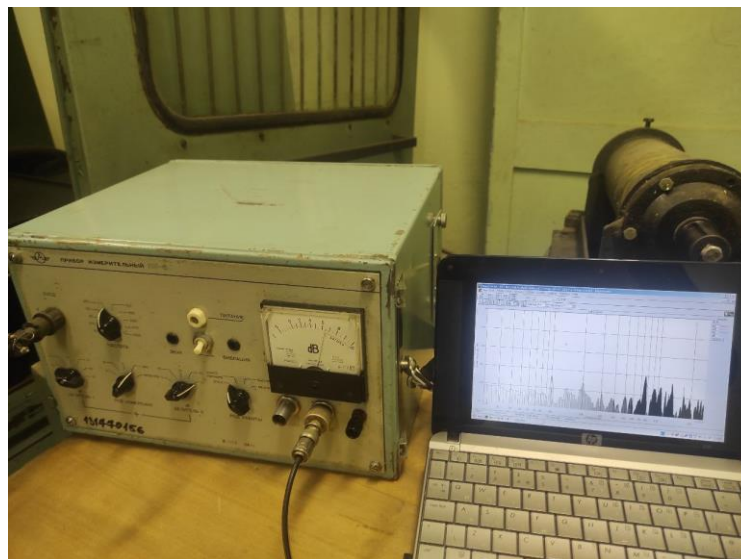
Для дослідження динамічних характеристик використовувався стенд на основі токарно-револьверного верстата з ЧПК мод. 1В340Ф30 в лабораторії кафедри конструювання машин.

Дослідна конструкція різцетримача з демпфером закріплена в робочій позиції револьверної головки верстата. Для порівняння результатів в іншій робочій позиції револьверної головки встановлено штатний різцетримач. Для визначення динамічних характеристик різцетримачів на стенді використано комплект апаратури, що складається з вимірювача шуму і вібрацій ИШВ із п'єзоелектричним акселерометром типу Д13, АЦП та програми спектрального аналізу SpectraLab на комп'ютері. На рис. 5.16 та рис. 5.17 наведені фото робочої зони верстата та вимірювальні прилади.

Визначаємо частоти власних коливань різцетримачів з демпфером та штатного в напрямках складових  $P_y$  та  $P_z$  сили різання. Імпульсний вплив на консольну частину різцетримача здійснювався молотком з гумовим наконечником.

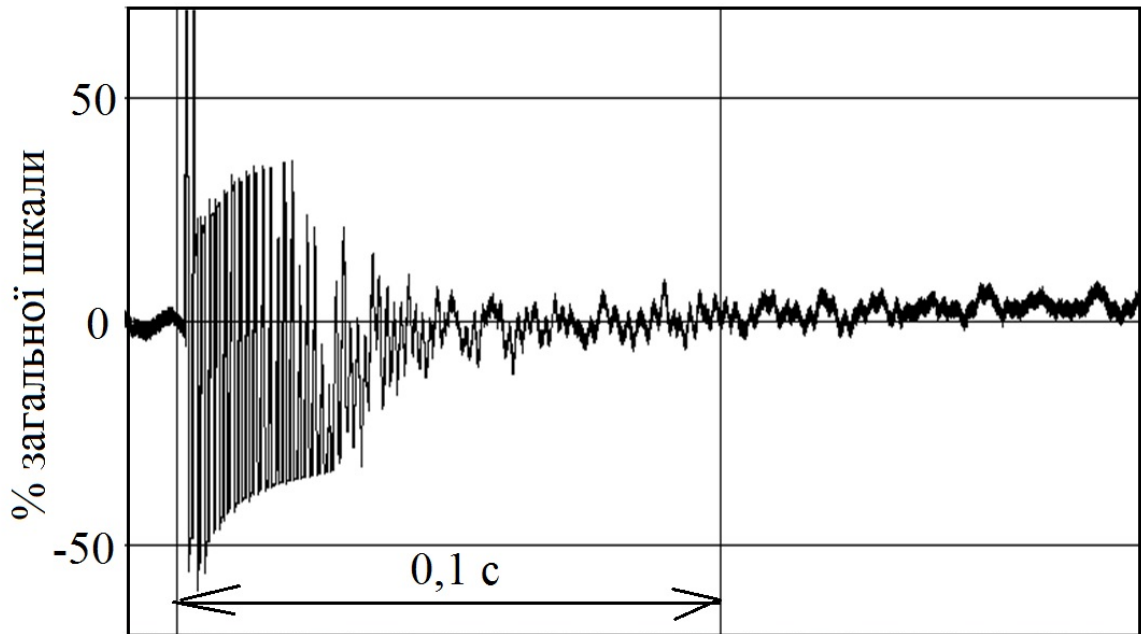


**Рисунок 5.16** Вигляд робочої зони верстата з штатним різцем у револьверній головці

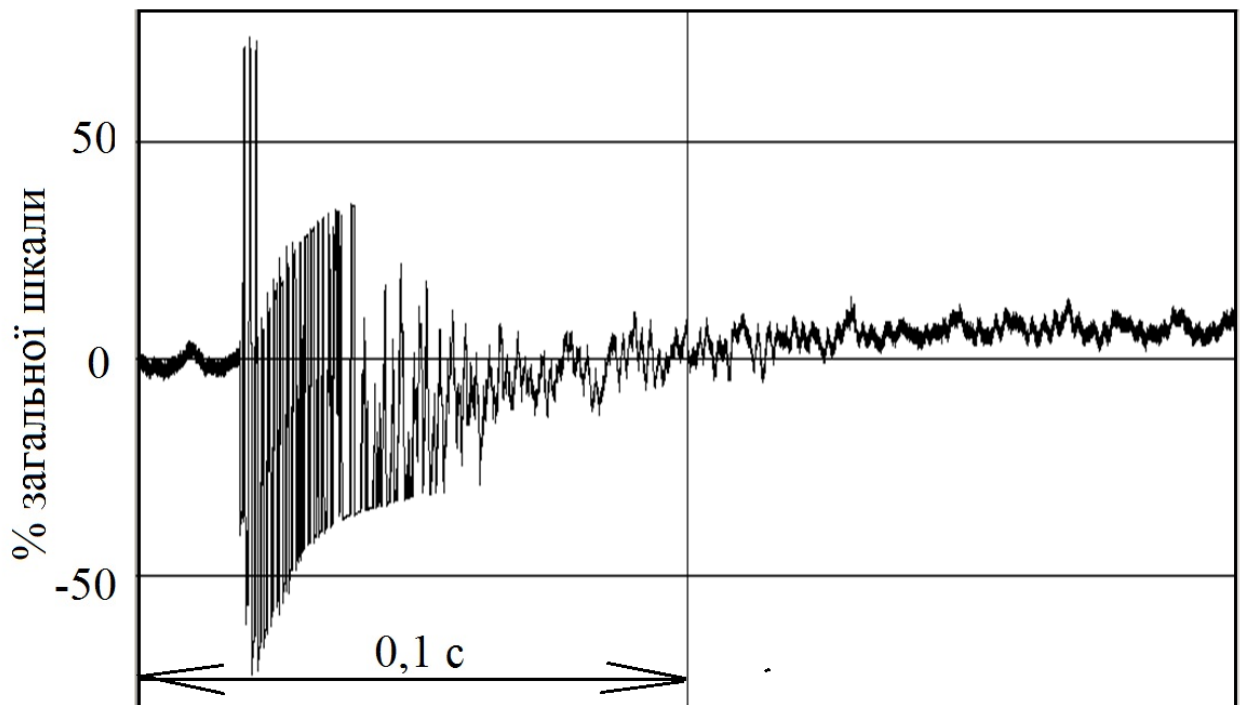


**Рисунок 5.17** Загальний вигляд комплексу вимірювальної апаратури

На рис. 5.18 та рис. 5.19 наведено графіки затухаючих коливань штатного різцетримача в напрямках складових  $P_y$  та  $P_z$  сили різання.

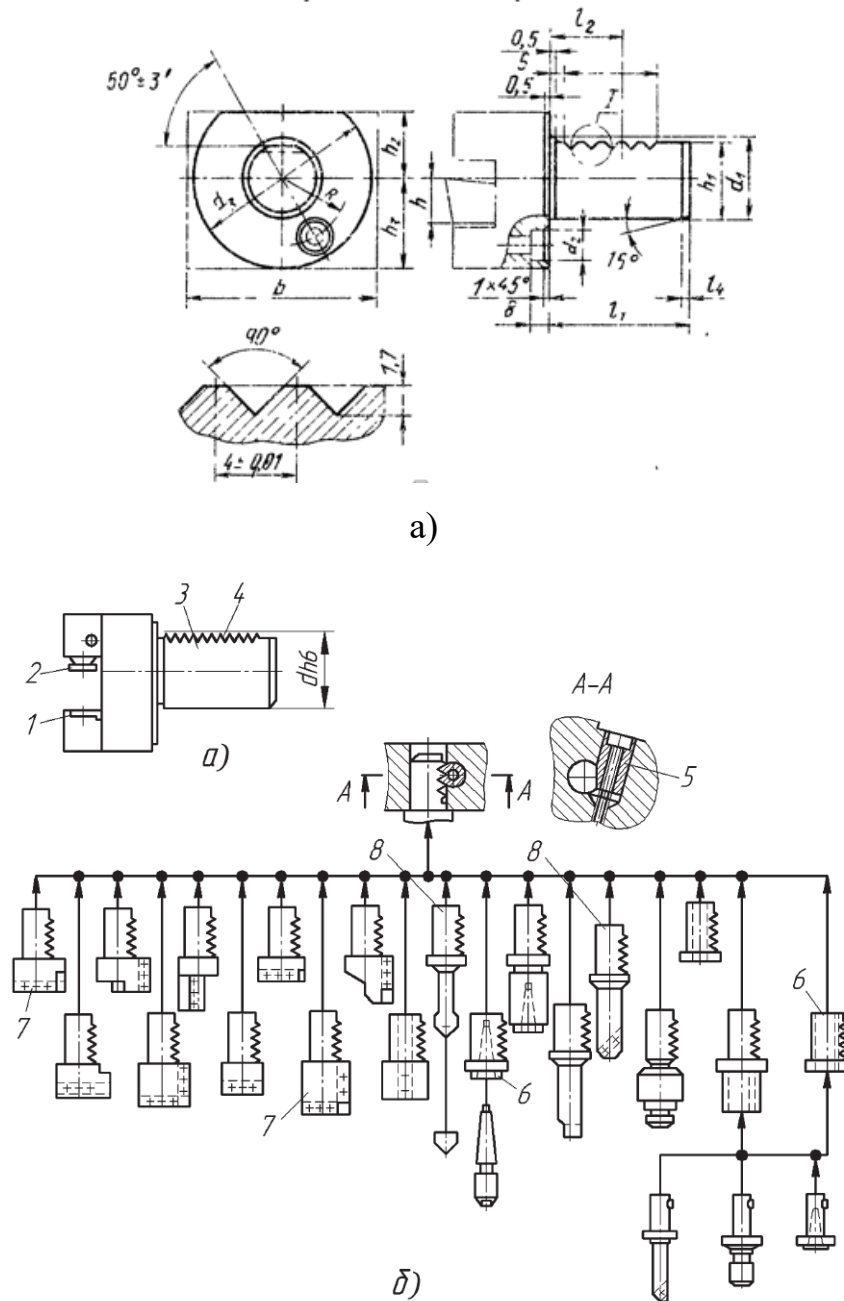


**Рисунок 5.18** Часова характеристика затухаючих коливань штатного різцетримача верстата в напрямку складової  $R_y$  сили різання



**Рисунок 5.19** Часова характеристика затухаючих коливань штатного різцетримача верстата в напрямку складової  $R_z$  сили різання

Штатний різцетримач верстата представляє собою жорстку цільнометалеву конструкцію з хвостовиком діаметру 50 мм, який заводиться для кріплення в інструментальний отвір револьверної головки. Штатне інструментальне оснащення верстата мод. 1В340Ф30 виконано за стандартом ГОСТ 24900-81. На рис. 5.20 приведено загальний вигляд та тип механізму кріплення різцетримачів в револьверній головці верстата.



**Рисунок 5.20** Загальний вигляд штатного різцетримача (а) та тип механізму кріплення різцетримачів в револьверній головці верстата (б)

З'єднання циліндричного хвостовика різцетримача з інструментальним отвором револьверної головки здійснюється за посадкою діаметра 50H7/h6, а механізм кріплення притискає торець різцетримача до торця револьверної головки, забезпечуючи жорстке кріплення. Враховуючи це, при моделюванні маса різцетримача і револьверної головки можуть розглядатись як одне ціле. Таким чином можна вважати, що на рис. 5.18 та рис. 5.19 приведені затухаючі коливання штатного різцетримача разом з револьверною головкою.

На рисунку 5.21 зображено вигляд робочої зони верстата з дослідним різцетримачем.



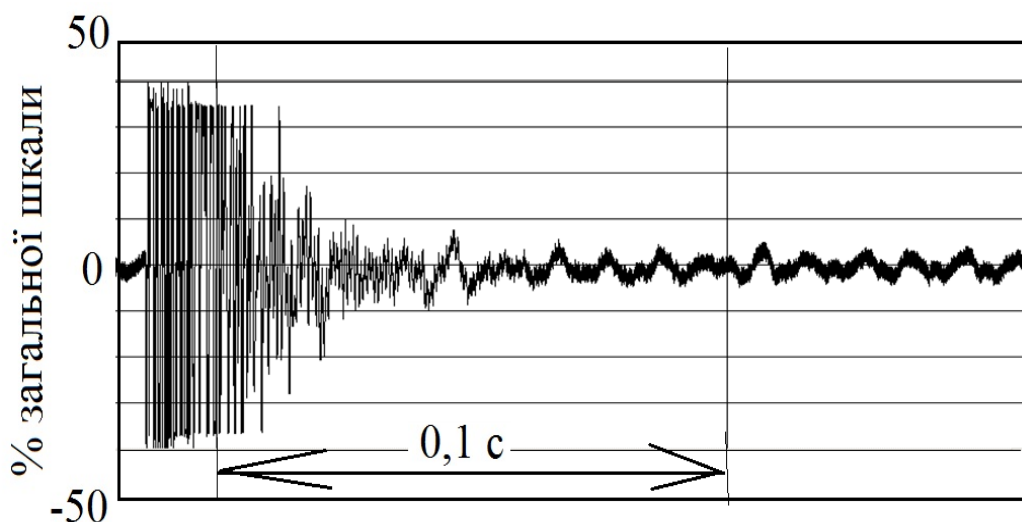
**Рисунок 5.21** Дослідний різцетримач встановлено в інструментальне кріплення револьверної головки

На рисунку 5.22 та 5.23 наведено графіки затухаючих коливань дослідної конструкції різцетримача в напрямках та в точці прикладання складових  $P_y$  та  $P_z$  сили різання. Різцетримач має віджимну частину з різцем, яка з'єднана з

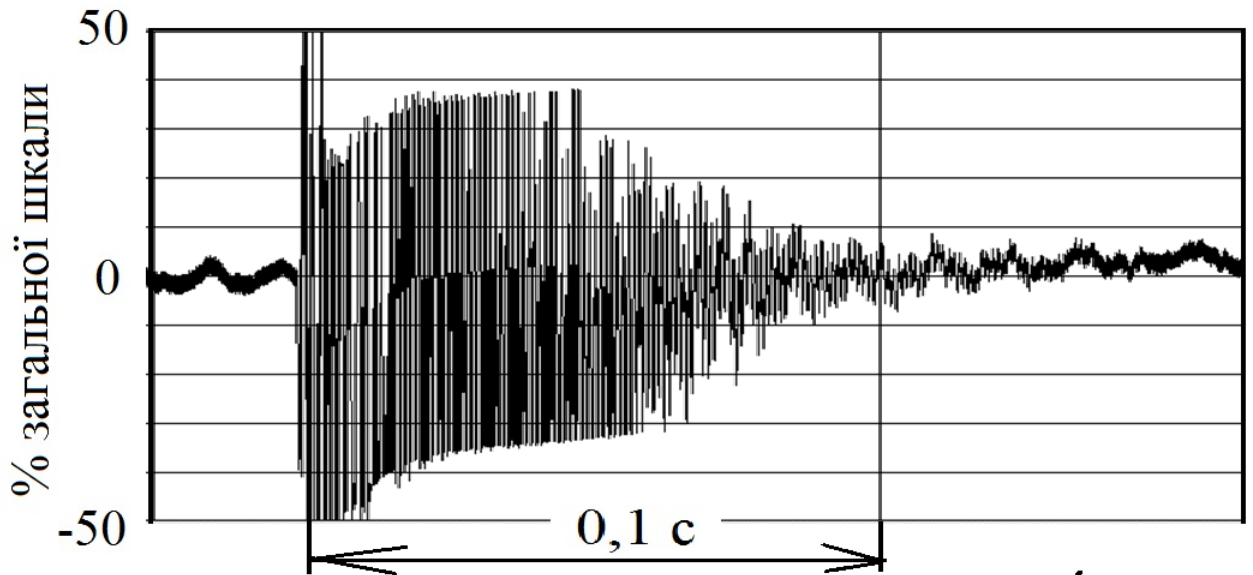
корпусом різцетримача пружними елементами та демпфіруючим елементом, призначеним для гасіння коливань віджимної частини при різанні.

Особливості конструкції віджимної частини з різцем дослідної конструкції різцетримача дозволяють розглядати її як домінуючу систему в загальній пружній інструментальній системі верстата. Тому, при моделюванні динамічна система інструменту може бути обмежена розглядом одномасової системи різцетримача під дією зовнішнього навантаження силою різання.

Аналіз графіків затухаючих коливань віджимної частини різцетримача (рис. 5.22 та рис. 5.23) показав, що час перехідного процесу затухання коливань віджимної частини з різцем практично не відрізняється від перехідного процесу затухання коливань штатного різцетримача. Однак, час затухання коливань в напрямку тангенціальної складової сили різання ( $P_z$ ) приблизно вдвічі більший за час затухання в напрямку радіальної складової сили різання ( $P_y$ ). Цю відмінність можна пояснити конструктивними особливостями віджимної частини різцетримача, пов'язаними із спеціальним розміщенням пружних елементів, які забезпечують направленість коливальних рухів різця при різанні переважно в тангенціальному напрямку до оброблюваної поверхні деталі. Саме для гасіння тангенціальних коливань різця призначений демпфер, вмонтований в конструкцію різцетримача.



**Рисунок 5.22** Часова характеристика затухаючих коливань дослідного різцетримача верстата в напрямку складової  $P_y$  сили різання



**Рисунок 5.23** Часова характеристика затухаючих коливань дослідного різцетримача верстата в напрямку складової  $R_z$  сили різання

Разом тим, для підтвердження ефективності використання подібних конструкцій різцетримачів з демпферами необхідно провести дослідження в процесі різання при обробці як традиційних конструкційних матеріалів, так і важкооброблюваних матеріалів.

## ВИСНОВОК

Надмірні вібрації можуть суттєво впливати на точність обробки та тривалість експлуатації інструментів, що підкреслює необхідність приділення уваги цьому аспекту в виробничих процесах.

Комплексний підхід до боротьби з вібраціями, який включає в себе як технічні, так і конструктивні рішення, може значно поліпшити стабільність процесу обробки та забезпечити оптимальні умови для досягнення високої якості обробки.

Визначено, що демпфуючі властивості матеріалів грають критичну роль у контролі та зменшенні вібрацій у різних системах. Вирішено, що гума в якості демпфуючого матеріалу, буде найкращим варіантом для нашого дослідження через дешевизну та її чудову здатність поглинати та розсіювати коливання. Також розглянуто метод визначення логарифмічного декременту коливань, який є важливим параметром для характеристики зменшення амплітуди коливань в матеріалах.

Були розглянуті можливі варіанти конструкцій демпферів коливань. Метою використання таких конструкцій є підвищення динамічних характеристик пружної системи та точності форми деталі при обробці.

Виявлено, що демпфери в конструкції різцетримачів виявляють себе як важливий елемент для забезпечення стійкості та точності обробки. Дослідження та вдосконалення властивостей демпферів дозволяють підвищити їхню ефективність у гасінні коливань, що має безпосередній вплив на якість обробки та тривалість експлуатації різцетримачів.

Виокремлені ключові тенденції в розвитку конструкцій різцетримачів з демпферами, зокрема збільшення компактності, вдосконалення матеріалів та технологій виробництва.

Підвищення продуктивності та точності обробки, зменшення впливу вібрацій на обладнання, підвищення ефективності різання та зменшення зносу інструментів, зниження рівня шуму та вібрацій – це ті причини через

які перспективи використання різцетримачів з демпферами обіцяють лише зростати. Інноваційні розробки у галузі матеріалознавства, конструкцій та динаміки дозволяють покращувати властивості демпферів, забезпечуючи їхню ефективність у різноманітних умовах. Розширення можливостей використання цих пристроїв у великому спектрі галузей підтримує постійний інтерес та попит.

Було створено математичну модель динамічної системи інструменту з гасником коливань у середовищі MATLAB. Тут експериментували з підвищенням жорсткості пружної системи інструменту в напрямку однієї з головних осей. Також підвищували коефіцієнт демпфування в три рази.

Порівняння траєкторій руху різця продемонструвало зменшення амплітуди тангенціальних коливань різця в напрямку осі  $Oz$  приблизно в два рази за рахунок гасіння коливань при використанні демпфера направленої дії в напрямку осі  $O\eta_2$ .

- запас вібростійкості, визначений за формулою (3.16) для АФЧХ пружної системи інструменту на рис. 3.12 дорівнює  $L = 8$  дБ, а для АФЧХ пружної системи інструменту на рис. 3.13 дорівнює  $L = 15$  дБ;

- збільшення рівня демпфірування в напрямку осі  $O\eta_2$  забезпечує збільшення запасу вібростійкості пружної системи інструменту майже в два рази, що дає можливість збільшити режими вібростійкого точіння.

Були розглянуті основні конструкційні елементи, функціональні можливості та особливості токарно-револьверного верстата 1В340Ф30.

Проведений розрахунок шпиндельного вузла на його жорсткість дозволив отримати важливі дані щодо здатності верстата витримувати механічні навантаження та забезпечити стабільність обробки деталей.

Аналіз отриманих результатів дозволяє зробити висновки щодо оптимальності конструкції та потенційної продуктивності верстата в різних умовах експлуатації.

Детальний розрахунок зусилля затягування револьверної головки допомагає забезпечити надійність та ефективність процесу обробки. Знайдене мінімально необхідне зусилля у 25 кН і зусилля затиску гідроциліндра у 68кН.

З цього можна зробити висновок, що геометричні розміри запірного механізму та параметри гідроциліндра для затискування відповідають вимогам конструкції фіксаторного механізму.

Отримані результати і висновки розділу допомагають зрозуміти та оцінити робочі характеристики токарно-револьверного верстата 1В340Ф30, що в свою чергу може бути корисним для проектування, виробництва та експлуатації даного обладнання. Розглядання параметрів жорсткості та зусилля затягування головки є важливою складовою для забезпечення якості та ефективності обробки на даному верстаті.

Аналіз графіків затухаючих коливань віджимної частини різцетримача (рис. 5.22 та рис. 5.23) показав, що час перехідного процесу затухання коливань віджимної частини з різцем практично не відрізняється від перехідного процесу затухання коливань штатного різцетримача. Однак, час затухання коливань в напрямку тангенціальної складової сили різання ( $P_z$ ) приблизно вдвічі більший за час затухання в напрямку радіальної складової сили різання ( $P_y$ ). Цю відмінність можна пояснити конструктивними особливостями віджимної частини різцетримача, пов'язаними із спеціальним розміщенням пружних елементів, які забезпечують направленість коливальних рухів різця при різанні переважно в тангенціальному напрямку до оброблюваної поверхні деталі. Саме для гасіння тангенціальних коливань різця призначений демпфер, вмонтований в конструкцію різцетримача.

Разом тим, для підтвердження ефективності використання подібних конструкцій різцетримачів з демпферами необхідно провести дослідження в процесі різання при обробці як традиційних конструкційних матеріалів, так і важкооброблюваних матеріалів.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- 1 «Надежность и диагностика технологических систем» Гаврилин А.Н.
- 2 «Дослідження способів ефективного гасіння коливань різального інструменту при токарній обробці»/Шевченко О.В., Живолуп О.О. 2011.
- 3 « Антивібраційна структура для різального інструменту» пат. CN104640655A Китай В23В29/04, В23Q11/00, В23Q3/12; заявл. 16.01.2015; опубл. 27.05.2015. 24 с.
- 4 «Робочий інструмент вертикально – свердлильної машини» пат. КР20050023764А Корея В23В29/12; заявл. 02.09.2003; опубл. 10.03.2005.
- 5 «Амортизований інструмент» пат. CN104704260В Китай В23В31/02, В23Q11/00, F16F15/36; заявл. 04.08.2015; опубл. 01.03.2017.
- 6 «Деталь для ножа для розкрою з вібропоглинальним вузлом з ваговою складовою» пат. СА3008582А1 Канада В23В27/00, В23В27/08, В23В29/04; заявл.12.12.2016; опубл. 29.06.2017.
- 7 «Машина для кріплення інструменту з вільною заміною головки інструменту для різання з демпфуванням і буферними функціями для інструмента» пат. CN104001948А Китай В23В27/16; заявл. 09.05.2014; опубл. 27.08.2014.
- 8 «Визначення декремента загасаючих коливань» URL:  
[https://kmint.pnu.edu.ua/wp-content/uploads/sites/49/2018/12/Mex\\_15.doc](https://kmint.pnu.edu.ua/wp-content/uploads/sites/49/2018/12/Mex_15.doc)  
(дата звернення 13.10.2023).
- 9 «Технічні відомості верстатів»  
URL:[http://stanki-katalog.ru/sprav\\_1v340f30.htm](http://stanki-katalog.ru/sprav_1v340f30.htm) (дата звернення 22.10.2023).
- 10 «Статичний розрахунок шпindelних вузлів» / І.І. Верба, О.В. Даниленко/. 2017. – 104 с. <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/24448>
- 11 «Кінематичний аналіз приводу головного руху токарно-револьверного верстата 1В340Ф30»

URL:[https://learn.ztu.edu.ua/pluginfile.php/157202/mod\\_resource/content/1/2.%D0%9B%D0%A0\\_2.%D0%9E%D1%81%D0%BD%D0%BE%D0%B2%D0%BD%D1%96%20%D0%B2%D1%83%D0%B7%D0%BB%D0%B8...1%D0%92340%D0%A430.pdf](https://learn.ztu.edu.ua/pluginfile.php/157202/mod_resource/content/1/2.%D0%9B%D0%A0_2.%D0%9E%D1%81%D0%BD%D0%BE%D0%B2%D0%BD%D1%96%20%D0%B2%D1%83%D0%B7%D0%BB%D0%B8...1%D0%92340%D0%A430.pdf) (дата звернення 27.10.2023).

12 Кудинов В.А. Динамика станков. -М.: Машиностроение, 1967. -360с.

13 Орликов М.Л. Динамика станков: Учеб. пособие для вузов.-2-е изд. перераб. и доп. - Киев: Выща школа, 1989. - 272 с.

14 Кудинов В.А. Автоколебания на низких и высоких частотах (устойчивость движений) при резании // Станки и инструмент. - 1997.- №2. - с.16-21.

15 Лазарев Ю. Ф. Моделювання динамічних систем у Matlab. Електронний навчальний посібник. – Київ: НТУУ "КПІ", 2011. – 421 с.

16 Петраков Ю.В. Автоматичне управління процесами обробки матеріалів різанням: Навчальний посібник. – Київ: УкрНДІАТ, 2003. – 383 с.

17 Шевченко О.В. Методи підвищення сталості процесу різання при токарній обробці нежорским інструментальним оснащенням. Машинознавство № 8 (146). . Київ, 2009. с. 16-23.

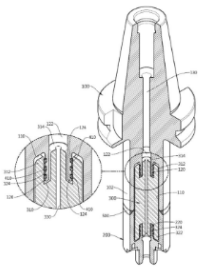
18 «Порівняння силіконових віброізоляторів» URL: <https://antivibration-systems.com/vibration-isolators-silicon-vibration-control-rubber/> (дата звернення 15.11.2023).

19 «Токарно-револьверні верстати з числовим програмним керуванням» URL:[https://studref.com/477666/tehnika/tokarno\\_revolvernnye\\_stanki\\_chislovy\\_m\\_programnym\\_upravleniem](https://studref.com/477666/tehnika/tokarno_revolvernnye_stanki_chislovy_m_programnym_upravleniem)

## ДОДАТОК А

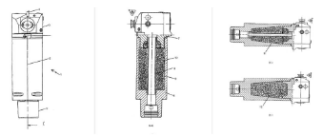
## Плакати

**Огляд та аналіз конструкцій вібростійкого інструментального оснащення**



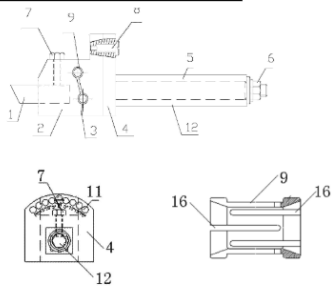
**Антивібраційна структура для різального інструменту**  
Публікація SN104640655B

100 - Перший тримач інструмента; 200 - Другий тримач інструмента; 300 - Демпфуючий елемент;



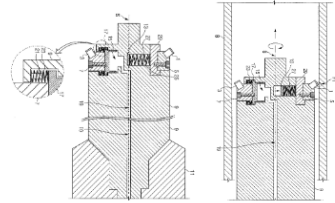
**Амортизований інструмент**  
Публікація SN104704260B

1 - Інструмент; 2 - Валок; 3 - Різецький відділ; 4 - Ріжуча пластина; 5 - Вісь обертання; 6 - Нижня частина; 7 - Верхня частина; 8 - Порожній гвинт; 9 - Порожнина; 10 - Конструктивний елемент; 11 - Порожнина; 12 - Порожнина;

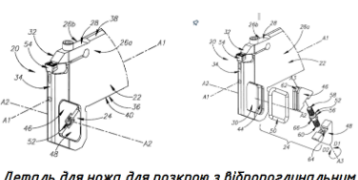


**Машина для кріплення інструменту з вільною заміною головки для різання з демпфуванням і буферними функціями для токарного інструмента**  
Публікація SN104001948A

1 - Різець; 2 - Обертаюча позиціонуюча ріжуча головка; 3 - Амортизаційний жолоб; 4 - Індексна опозиційна плита; 5 - Гільзовий стрижень; 6 - Гайка зі стопором; 7 - Кріпильний гвинт; 8 - Індексний штифт; 9 - Еластична відкрита гільза; 11 - Індексний отвір для розташування; 12 - Шток з'єднувача; 16 - Відкритий сліпий жолоб;



**Робочий інструмент вертикально-свердильної машини**  
Публікація KR20050023764A



**Деталь для ножа для розкрою з вібропоглинальним вузлом з вагою складовою**

22 - Корпус тримача; 24 - Демпфуючий вузол; 32 - Вставний вузол монтажу; 46 - Перша вагова частина; 48 - Друга вагова частина; 50 - Демпферне кільце; 52 - Виконавчий елемент;

Плакат «Огляд та аналіз конструкцій вібростійкого інструментального оснащення»

### Розробка математичної моделі динамічного гасника коливань

**Розрахункова схема пружної системи інструменту токарного верстата в площині yOz**

**Блок схема математичної моделі руху різцетримача в напрямках головних осей координат Oη1 і Oη2**

**Рівняння руху пружної системи інструменту:**

$$\begin{cases} m \cdot \ddot{\eta}_1 + h_1 \cdot \dot{\eta}_1 + c_1 \cdot \eta_1 = P(t) \cdot \sin(\beta - \alpha) \\ m \cdot \ddot{\eta}_2 + h_2 \cdot \dot{\eta}_2 + c_2 \cdot \eta_2 = -P(t) \cdot \cos(\beta - \alpha) \end{cases}$$

де:  $m$  - приведена маса системи;  
 $h_1$  і  $h_2$  - приведені коефіцієнти демпфування  
 $c_1$  і  $c_2$  - приведені коефіцієнти жорсткості в напрямках головних осей координат  $O\eta_1$  і  $O\eta_2$ .

Для зв'язку узагальнених координат  $y$  і  $z$  з головними координатами  $\eta_1$  і  $\eta_2$ :

$$\begin{cases} y = \eta_1 \cdot \cos(\beta) + \eta_2 \cdot \sin(\beta) \\ z = \eta_1 \cdot \sin(\beta) - \eta_2 \cdot \cos(\beta) \end{cases}$$

Зовнішній силовий вплив на пружну систему здійснювався силою  $P(t)$ , величина якої складалась із постійної складової  $P=100H$  та змінної складової у вигляді білого шуму.

**Силовий вплив на пружну систему від  $P(t)$**

## Плакат «Розробка математичної моделі»

### Розробка математичної моделі динамічного гасника коливань

**Розрахункова траєкторія руху вершини різця в координатній системі yOz**  
 $c_1=10$  Н/мкм,  $c_2=50$  Н/мкм,  $h_1=1500$ ,  $h_2=1500$

**Розрахункова траєкторія руху вершини різця в координатній системі yOz**  
 $c_1=50$  Н/мкм,  $c_2=10$  Н/мкм,  $h_1=1500$ ,  $h_2=4500$   
 демпфуюча здатність пружної системи в напрямку  $O\eta_2$  збільшена в три рази.

**Запас вібростійкості за амплітудою**

$$L = 20 \lg \frac{1}{H} \text{ (дБ)}$$

Порівняння траєкторій руху продемонструвало зменшення амплітуди тангенціальних коливань різця в напрямку осі Oz приблизно в два рази за рахунок гасіння коливань при використанні демпфера направленої дії в напрямку осі  $O\eta_2$ .

**Розрахункова траєкторія руху вершини різця в координатній системі yOz**  
 $c_1=50$  Н/мкм,  $c_2=10$  Н/мкм,  $h_1=1500$ ,  $h_2=1500$   
 Зменшення жорсткості в напрямку осі  $O\eta_2$  призвело до збільшення амплітуди тангенціальних коливань різця в напрямку осі Oz.

$\zeta = 0.4$        $\zeta = 0.17$

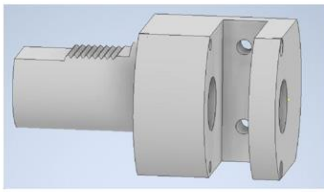
$c_1=50$  Н/мкм,  $c_2=10$  Н/мкм,  $h_1=1500$ ,  $h_2=1500$ ,  $L=8$ дБ

$c_1=50$  Н/мкм,  $c_2=10$  Н/мкм,  $h_1=1500$ ,  $h_2=4500$ ,  $L=15$ дБ

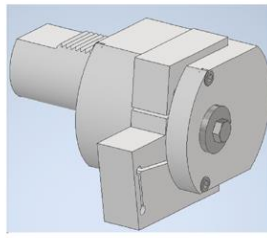
Збільшення рівня демпфування в напрямку осі  $O\eta_2$  забезпечує збільшення запасу вібростійкості пружної системи інструменту майже в два рази, що дає можливість збільшити режими вібростійкого точіння.

## Плакат «Розробка математичної моделі»

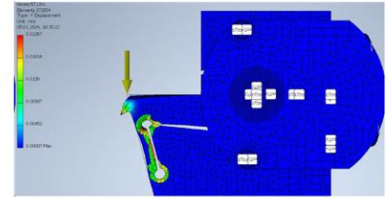
## Розробка інструментального оснащення для токарно - револьверного верстата



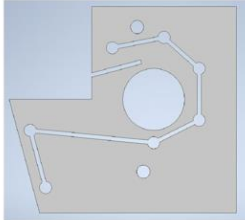
Корпус



Усі деталі у зборці



Прикладання сили до вершини різця



Різцетримач

| Component | Original Material | Override Material | Safety Factor  |
|-----------|-------------------|-------------------|----------------|
| Сборка    |                   |                   |                |
| Корпус:1  | Steel             | (As Defined)      | Yield Strength |
| Резець:1  | Steel             | (As Defined)      | Yield Strength |
| Демпфер:1 | Steel, Mid        | (As Defined)      | Yield Strength |
| Кріпка:1  | Steel, Mid        | Steel             | Yield Strength |
| Кріпка:2  | Steel, Mid        | Steel             | Yield Strength |
| Резиний   | Rubber, Silicone  | Rubber, Silicone  | Yield Strength |
| Резиновий | Rubber, Silicone  | Rubber, Silicone  | Yield Strength |

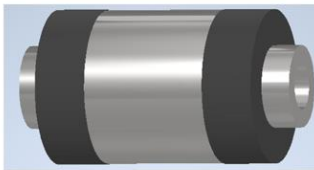
Матеріали

|    | 0°    | 30°    | 60°    | 90°   | 120°  |
|----|-------|--------|--------|-------|-------|
| dy | -20.5 | -20.83 | -15.59 | 61.64 | 49.11 |
| dx | 61.64 | 13.25  | 16.78  | 13.82 | 10.62 |

|    | 150°  | 180°  | 210°   | 240°   | 270°   |
|----|-------|-------|--------|--------|--------|
| dy | 14.67 | 20.5  | 20.83  | 13.59  | 61.64  |
| dx | 25.71 | 61.64 | -13.25 | -16.78 | -13.82 |

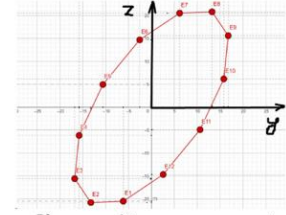
|    | 300°   | 330°   |  |  |
|----|--------|--------|--|--|
| dy | -49.11 | -14.67 |  |  |
| dx | -10.62 | -25.71 |  |  |

Величини переміщень по основним осям різання, мкм



Демпфер

В точці контакту вершини різця з заготовкою треба прикласти силу в 1000Н, цю силу буде змінювати на 30° і фіксуватись переміщення вершини різця. Для аналізу необхідно визначити деформації в площині радіальної (OY) та тангенціальної (OZ) складових сили різання.



Кругова діаграма переміщень вершини різця

## Плакат «Розробка інструментального оснащення»

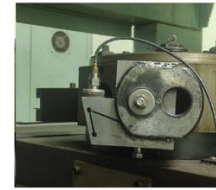
### Результати експериментальних досліджень різцетримача з демпфером



Комплект вимірювальної апаратури



Штатний різцетримач у револьверній головці

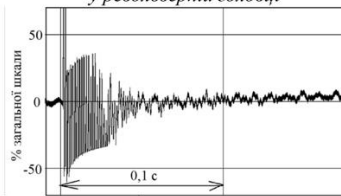


Досліджуваний різцетримач закріплений і підключений до датчика

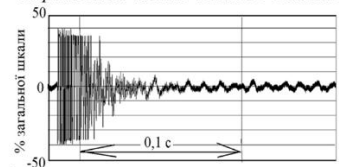
Аналіз графіків показав, що час перехідного процесу затухання коливань на дослідному різцетримачі практично не відрізняється від часу штатного.

Однак, час затухання коливань в напрямку тангенціальної складової сили різання ( $P_z$ ) приблизно вдвічі більший за час затухання в напрямку радіальної складової сили різання ( $P_y$ ).

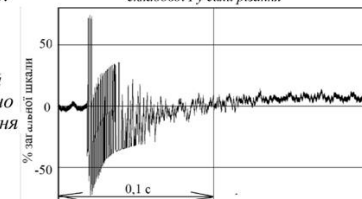
Для підтвердження ефективності використання подібних конструкцій різцетримачів з демпферами необхідно провести дослідження в процесі різання при обробці як традиційних конструкційних матеріалів, так і важкооброблюваних матеріалів.



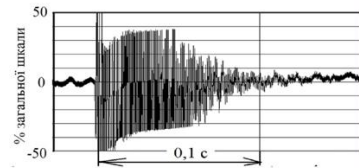
Часова характеристика затухаючих коливань штатного різцетримача верстата в напрямку складової  $P_y$  сили різання



Часова характеристика затухаючих коливань дослідного різцетримача верстата в напрямку складової  $P_y$  сили різання



Часова характеристика затухаючих коливань штатного різцетримача верстата в напрямку складової  $P_z$  сили різання

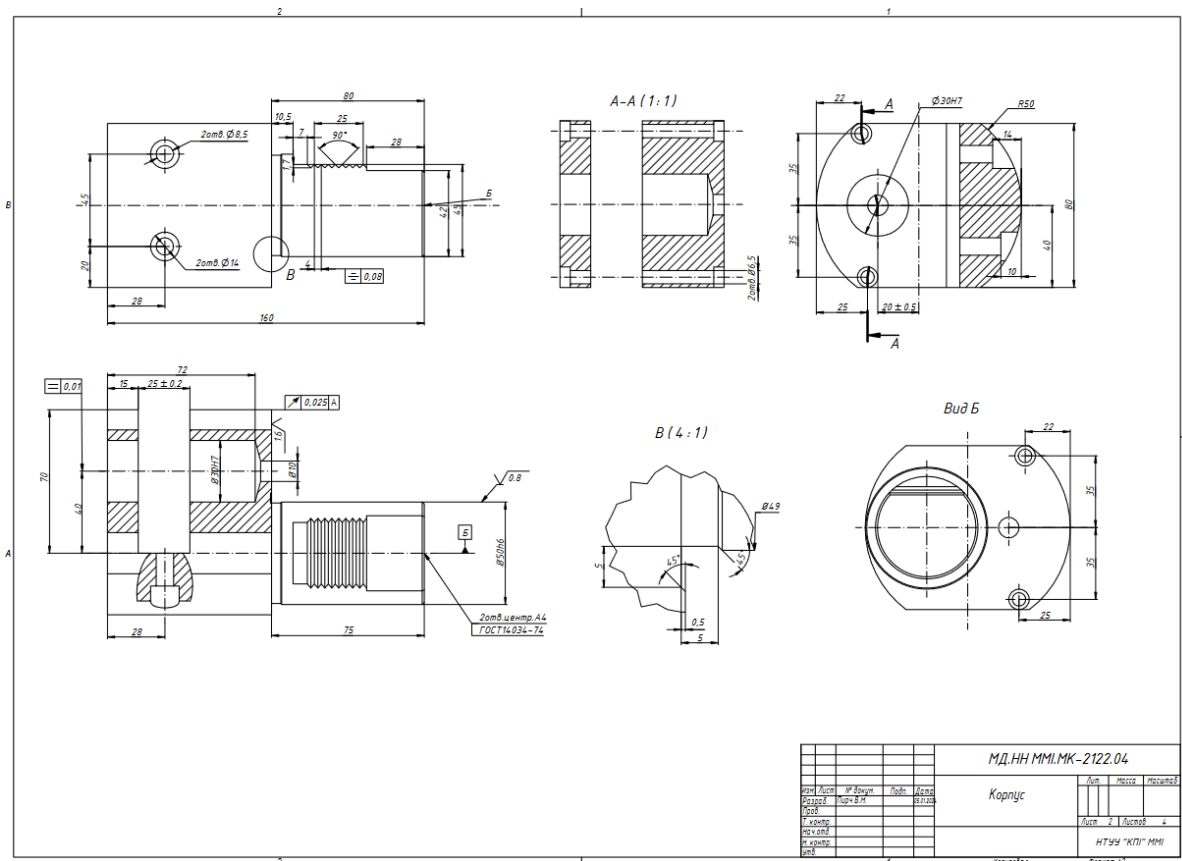


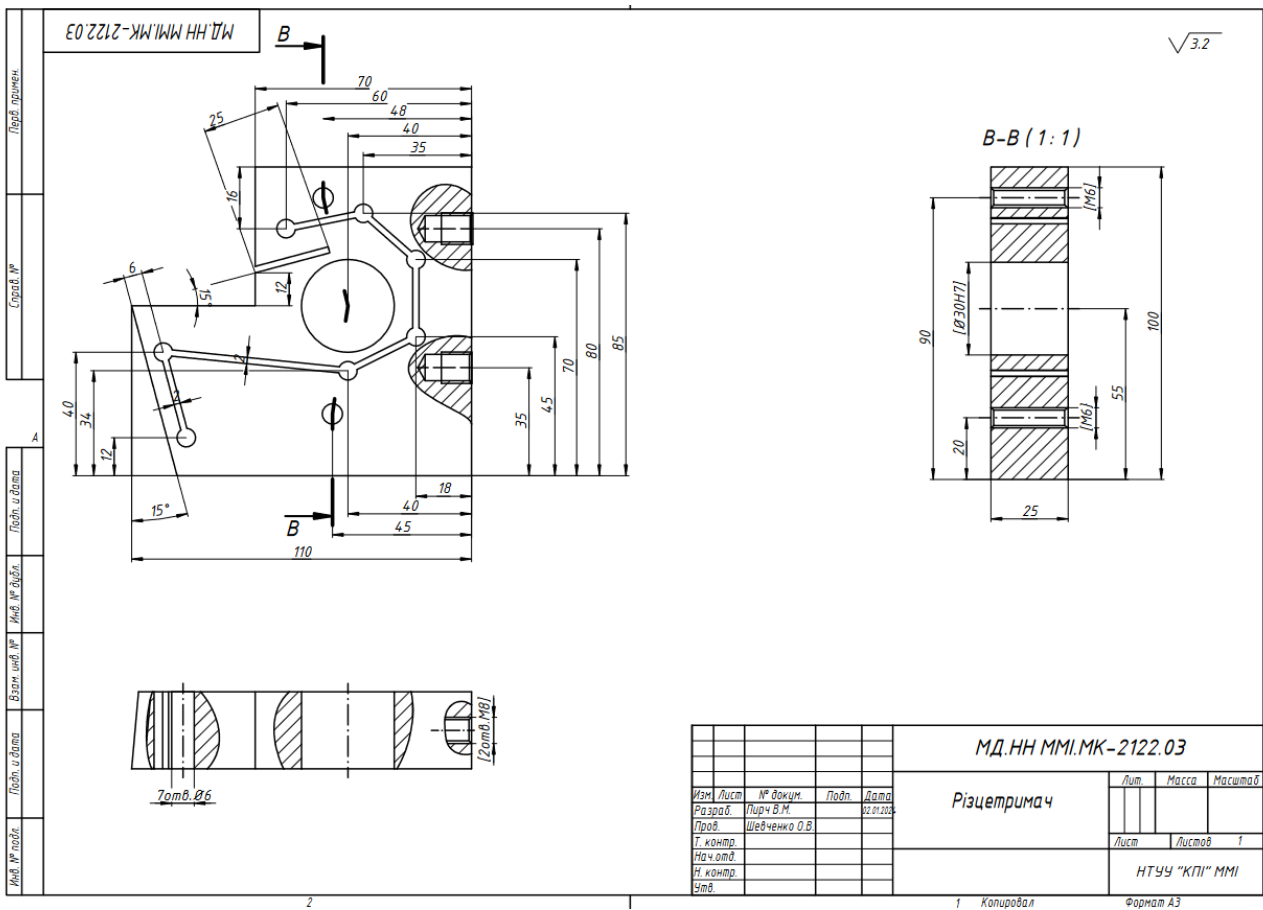
Часова характеристика затухаючих коливань дослідного різцетримача верстата в напрямку складової  $P_z$  сили різання

## Плакат «Результати експериментальних досліджень різцетримача з демпфером»

# ДОДАТОК Б

## Креслення





|      |         |          |      |
|------|---------|----------|------|
| Лист | № листа | № докум. | Дата |
| Лист | № листа | № докум. | Дата |
| Лист | № листа | № докум. | Дата |
| Лист | № листа | № докум. | Дата |
| Лист | № листа | № докум. | Дата |
| Лист | № листа | № докум. | Дата |
| Лист | № листа | № докум. | Дата |
| Лист | № листа | № докум. | Дата |
| Лист | № листа | № докум. | Дата |
| Лист | № листа | № докум. | Дата |

|                             |      |           |         |
|-----------------------------|------|-----------|---------|
| <b>МД.НН ММІ.МК-2122.03</b> |      |           |         |
| <b>Різцетримач</b>          | Лист | Масштаб   | Масштаб |
|                             | Лист | Листов    | 1       |
| НТУУ "КПІ" ММІ              |      |           |         |
| 1 Копіював                  |      | Формат А3 |         |

