

О. В. ШЕВЧЕНКО

доктор технічних наук, професор,
професор кафедри конструювання машин
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
ORCID: 0000-0003-2015-1239

МЕТОДИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВІБРОСТІЙКОСТІ ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ ІНСТРУМЕНТУ ТОКАРНОГО ВЕРСТАТА

В статті розглянуто основні дієві методи забезпечення вібростійкості пружної системи інструменту при токарній обробці, а саме: - зниження жорсткості пружної системи інструменту в напрямку дотичної до оброблювальної поверхні, що призводить до незначного збільшення амплітуди тангенціальних коливань та до зменшення амплітуд коливань різця по нормалі до оброблюваної поверхні; - раціональна орієнтація головних осей жорсткості пружної системи інструменту; - збільшення демпфірування в пружній системі. Для комплексної реалізації вказаних методів забезпечення вібростійкої токарної обробки запропонована оригінальна конструкція різцетримача для токарно-револьверного верстата середнього типорозміру. Різцетримач забезпечує умову відтискання різця від деталі при збільшенні сили різання і достатню величину жорсткості в напрямку нормалі до оброблювальної поверхні. Конструкція різцетримача базується на результатах досліджень твердотільної моделі його пружної частини, формі полярної діаграми її податливості, результатах експериментальних досліджень частотних характеристик дослідного зразка на верстаті. Порівняння амплітудно-частотних характеристик коливань пружної частини різцетримача та зібраної конструкції дає можливість зробити висновок, що використання демпфера є ефективним для гасіння коливань в достатньо широкому діапазоні частот включно з частотою вільних коливань пружної частини різцетримача. Відповідно, використання демпфера забезпечує відсутність резонансних ефектів між власними коливаннями пружної частини різцетримача та вимушеними коливаннями при різанні, що є одним із чинників забезпечення вібростійкого різання. Результати виконаних розрахунків та експериментальних досліджень дозволяють рекомендувати інструментальне оснащення такого типу для токарної обробки важкооброблювальних матеріалів та деталей з переривчастими поверхнями.

Ключові слова: вібростійка токарна обробка, різцетримач з пружними елементами та демпфером.

O. V. SHEVCHENKO

Doctor of Science in Mechanical Engineering,
Professor at the Department of Machine Design
National Technical University of Ukraine
“Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute”
ORCID: 0000-0003-2015-1239

METHODS OF ENSURING VIBRATION RESISTANCE OF THE ELASTIC SYSTEM OF THE LATHE TOOL

The article considers the main effective methods for ensuring the vibration resistance of the elastic system of the cutting tool during turning, namely: - reducing the rigidity of the elastic system of the tool in the direction tangent to the machined surface, which leads to a slight increase in the amplitude of tangential vibrations and to a decrease in the amplitude of the tool oscillations normal to the machined surface; - rational orientation of the main axes of the rigidity of the elastic system of the tool; - increasing damping in the elastic system. For the comprehensive implementation of the specified methods for ensuring vibration-resistant turning, an original design of a toolholder for a turret lathe is proposed. The toolholder provides the condition for pressing the cutter away from the part with an increase in cutting force and a sufficient amount of rigidity in the direction normal to the machined surface. The design of the toolholder is based on the results of research of the solid-state model of its elastic part, the shape of the polar diagram of its compliance, the results of experimental research of the frequency characteristics of the toolholder prototype on the machine tool. Comparison of the amplitude-frequency characteristics of the oscillations of the elastic part of the toolholder and the assembled structure allows us to conclude that the use of a damper is effective for damping oscillations in a fairly wide frequency range, including the frequency of free oscillations of the elastic part of the toolholder. Accordingly, the use of a damper ensures the absence of resonance effects between the natural oscillations of the elastic part of the toolholder and forced oscillations during cutting, which is one of the factors ensuring vibration-resistant cutting. The results of the performed

calculations and experimental research allow us to recommend toolholder of this type for turning difficult-to-machine materials and parts with discontinuous surfaces.

Key words: vibration-resistant turning, toolholder with elastic elements and damper.

Постановка проблеми

Вібростійкість верстата при різанні характеризує його здатність опиратися виникненню відносних коливань різального інструменту і оброблюваної деталі, що викликані процесом різання та зовнішніми збурюючими впливами.

Основні засоби забезпечення вібростійкості токарних верстатів при різанні, сформульовані в роботах [1, 2], це – оптимальна орієнтація головних осей жорсткості і підбір співвідношень жорсткостей і мас елементів системи; – забезпечення умов, при яких збільшення сили різання викликає відтискання інструменту від оброблюваної деталі; – збільшення демпфірування пружної системи верстата.

Для забезпечення достатньої вібростійкості пружної системи інструменту токарного верстата її жорсткість повинна бути більшою в напрямку нормалі до оброблюваної поверхні, або в напрямку сили різання. В інших напрямках жорсткість та частота власних коливань пружної системи повинна бути меншою, щоб не сприяти втраті вібростійкості внаслідок координатного зв'язку.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

При використанні звичайних жорстких конструкцій різцетримачів на токарних автоматах гранична ширина стружки, що знімається поперечними супортами, які працюють «на притискання» (рис. 1, а) [2, 3], майже вдвічі менша, ніж супортами, що працюють «на відрив» (рис. 1, б). У першому випадку жорсткість пружної системи «від'ємна». Поліус повороту вершини різця відносно оброблюваної деталі, що називається центром жорсткості (ЦЖ), розміщено таким чином, що внаслідок деформації пружної системи при збільшенні сили різання P вершина різця зміщується на величину Δ в матеріал оброблюваної деталі та викликає подальше збільшення сили P . У другому випадку жорсткість «додатна». Із збільшенням сили P вершина різця внаслідок деформації пружної системи відтискається від оброблюваної деталі і сили різання зменшується.

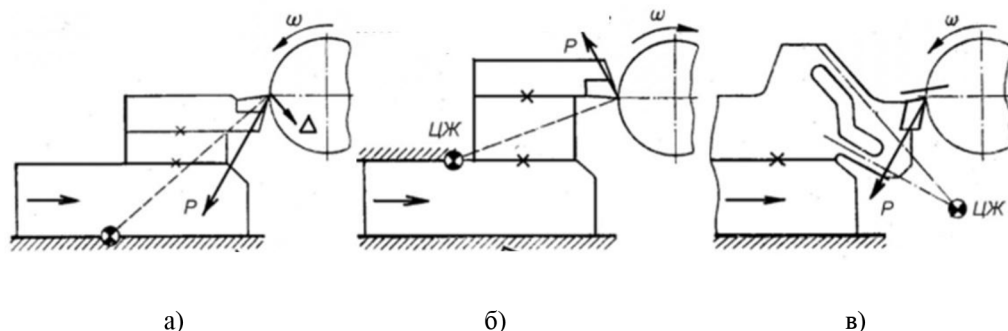


Рис. 1. Конструктивні схеми різцетримачів

Забезпечення «додатної» жорсткості пружної системи можна досягти використанням різцетримачів з пружними елементами. Вибором напрямку осей пружних елементів можна розмістити ЦЖ зі сторони, наприклад, задньої (рис. 1, в) поверхні різця.

Одним із методів забезпечення вібростійкої токарної обробки є метод зниження жорсткості пружної системи інструменту в напрямку дотичної до оброблюваної поверхні, що призводить до незначного збільшення амплітуди тангенціальних коливань [2, 4]. Збільшення в деяких межах амплітуди тангенціальних коливань, дотичних до оброблюваної поверхні, дає позитивний ефект у збільшенні витрат енергії в цьому напрямку та викликає зменшення загальної енергії самозбудження коливань при різанні. Це призводить до зменшення амплітуд коливань різця по нормалі до оброблюваної поверхні і, як наслідок, до підвищення вібростійкості пружної системи інструменту.

Наступним методом підвищення вібростійкості при токарній обробці є раціональна орієнтація головних осей жорсткості пружної системи інструменту [2, 4, 5, 6, 7, 8]. 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 напрямки 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.

Ще одним із методів забезпечення вібростійкості верстата при різанні є збільшення демпфірування в його пружній системі [6, 9, 10, 11, 12]. Сутність методу полягає у приєднанні до коливального об'єкта додаткових елементів з метою зміни характеру його коливань. При приєднанні до об'єкта гасника коливань зміна характеру коливань відбувається за рахунок збільшення розсіювання енергії коливань, що базується на дисипативних властивостях спеціальних демпфіруючих елементів-поглиначів коливань. Їх застосування доцільне, коли на об'єкт діють коливання широкого частотного діапазону.

Визначимо статичну характеристику пружної системи інструменту токарного верстата без врахування сил тертя та за умови, що вона має дві взаємно перпендикулярні вісі головних координат O_{η_1} і O_{η_2} з лінійними характеристиками жорсткості c_{η_1} і c_{η_2} [1, 2, 5, 7]. За початок координат O прийнято вершину різця, вісь y направлена по нормалі до оброблюваної поверхні, а вісь z перпендикулярно до осі y і є дотичною до оброблюваної поверхні (рис. 2).

Головні вісі координат O_{η_1} і O_{η_2} орієнтовані під кутом β до узагальненої системи координат yOz . Сила різання P , прикладена до вершини різця під кутом α . Припускається, що різець рухається тільки в напрямках головних осей координат O_{η_1} і O_{η_2} .

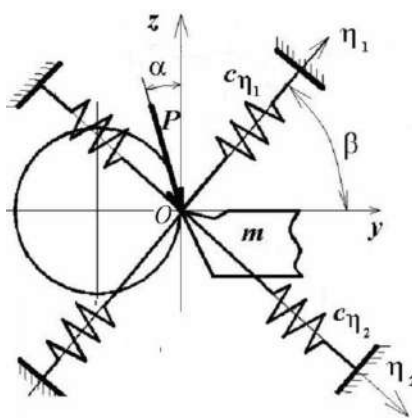


Рис. 2. Розрахункова схема для визначення статичної характеристики пружної системи інструменту в площині yOz

Статична характеристику пружної системи інструменту визначається за наступним виразом [1, 8, 9]:

$$K_{nc} = y/P = \cos(\beta - \alpha) \cdot \sin \beta / c_{\eta_2} - \sin(\beta - \alpha) \cdot \cos \beta / c_{\eta_1}. \quad (1)$$

Якщо встановити діапазон значень коефіцієнтів жорсткості c_{η_1} і c_{η_2} пружної системи інструменту в напрямку головних осей координат O_{η_1} і O_{η_2} , то за допомогою виразу (1) є можливість визначити діапазон значень кута β розвороту головних осей координат пружної системи, при якому ця система буде мати найменшу радіальну податливість і відповідно буде забезпечена найбільша точність та вібростійкість обробки.

Викладення основного матеріалу дослідження

У випадку, коли співвідношення жорсткостей пружної системи супортної групи верстата конструктивно є незмінним і підвищити амплітуди дотичних коливань різця за рахунок зниження жорсткості дотичного контуру не вдається, пропонується ввести додатковий дотичний контур пониженої жорсткості використовуючи спеціальні конструкції різцетримачів.

Такі конструкції різцетримачів повинні забезпечувати «додатну» жорсткість пружної системи інструменту, а саме, коли збільшення сили різання призводить до відтискання різця від деталі, і достатню величину жорсткості в напрямку нормалі до оброблюваної поверхні.

На рис. 3, а наведено твердотільну модель пружної частини різцетримача. До конструкції пружної частини додано хвостовик, що визначає положення його нерухомої частини під час навантаження пружної частини силою різання.

Для визначення особливостей конструкції пружної частини різцетримача виконано розрахунок полярної діаграми податливості в площині ZOY , положення якої визначається напрямком складових сили різання P_z та P_y (рис. 3, б).

Навантаження пружної частини різцетримача здійснено силою $P = 500$ Н, прикладеною в точці різання. При цьому напрямок дії сили P відносно координатних осей в площині ZOY змінюється 12 разів через 30° . Для кожного напрямку дії сили P визначаються пружні деформації в точці прикладання сили за напрямками осей OY та OZ .

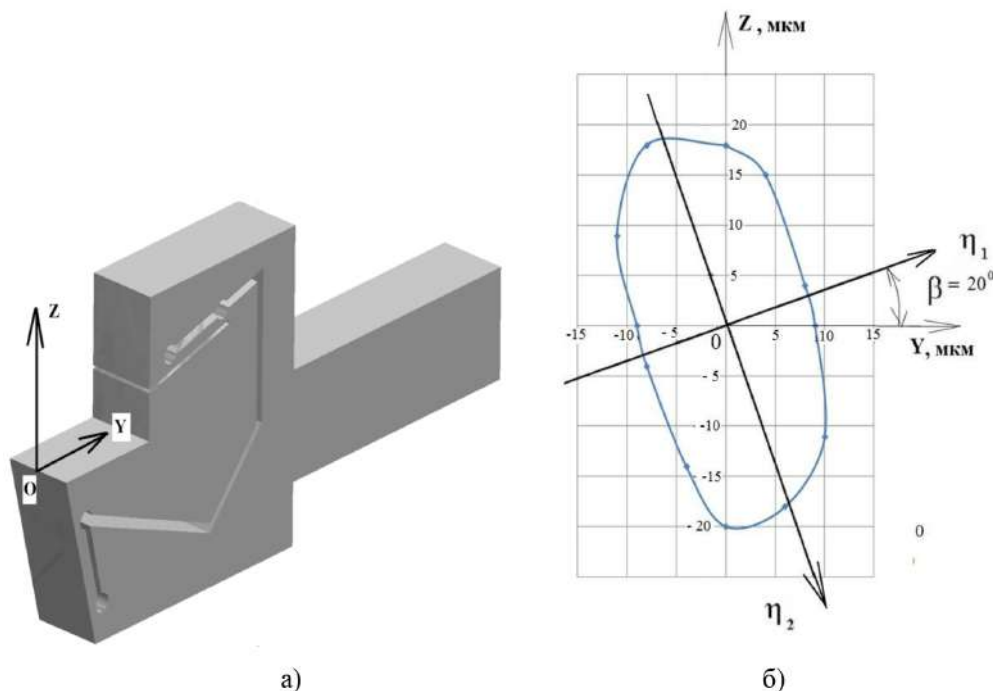


Рис. 3. Модель пружної частини різцетримача (а) та полярна діаграма її податливості (б)

Аналіз форми полярної діаграми податливості пружної частини різцетримача дозволяє зробити наступні висновки: – кут розвороту головних осей жорсткості O_{η_1} і O_{η_2} дорівнює $\beta = 20^\circ$; – жорсткість в напрямку осі O_{η_1} $c_{\eta_1} = 56$ Н/мкм; – жорсткість в напрямку осі O_{η_2} $c_{\eta_2} = 26$ Н/мкм.

Вираз для пружного переміщення інструменту в напрямку нормалі до оброблюваної поверхні має вигляд:

$$y = y_2 + y_1 = \eta_2 \cdot \sin \beta + \eta_1 \cdot \cos \beta. \quad (2)$$

Визначимо переміщення інструменту в напрямку нормалі до оброблюваної поверхні при напрямку дії сили різання P $\alpha = 30^\circ$.

У відповідності до виразів (1) і (2) отримуємо наступний результат:

$$y = y_2 + y_1 = 6,74 - (-1,46) = 8,2 \text{ мкм.}$$

Відповідно до цього розрахункове значення статичної характеристики пружної системи інструменту дорівнює $K_{ПС} = 0,0164$ мкм/Н.

Додатне значення статичної характеристики пружної системи інструменту та величина і напрямок розвороту головних осей жорсткості пружної системи інструменту (O_{η_1} і O_{η_2} , $\beta = 20^\circ$) забезпечують умову відтискання різця від оброблюваної поверхні при збільшенні сили різання, що є однією із умов вібростійкої обробки.

Нижча жорсткість в напрямку осі O_{η_2} ($c_{\eta_2} = 26$ Н/мкм) по відношенню до жорсткості в напрямку осі O_{η_1} ($c_{\eta_1} = 56$ Н/мкм) забезпечує умову відсутності між цими осями координатного зв'язку і частково збільшує амплітуду коливань дотичного контуру пружної системи інструменту, що створює умову для встановлення елементу гасіння тангенціальних коливань різця.

На рис. 4 наведено загальний вигляд різцетримача токарно-револьверного верстата, у якого між корпусом 1, що встановлюється в револьверну головку верстата, та пружною частиною 2, вмонтовано демпфер 3 [7].

Для подальшого моделювання динамічних процесів при обробці різанням з використанням дослідної конструкції різцетримача на стенді (рис. 5) проведено експерименти з визначення частот вільних коливань для пружної частини різцетримача.

Стенд складається з пристосування для затиску пружної частини різцетримача, п'єзоелектричного акселерометру мод. ДІ3, що встановлено в зоні різальної пластинки, вимірювача вібрацій мод. ВШВ 003 та персонального комп'ютера з програмою спектрального аналізу коливань. Імпульсний вплив на консольну частину різцетримача здійснювався ударом з подальшим записом звукового файлу в програму персонального комп'ютера.

На рис. 6 наведено амплітудно-частотну характеристику вільних коливань пружної частини різцетримача в зоні встановлення різальної пластини в напрямку P_z сили різання.

Аналіз результатів визначення частотних характеристик пружної частини різцетримача дозволяє зробити наступні висновки: – найбільша амплітуда вільних коливань пружної частини різцетримача зареєстрована на

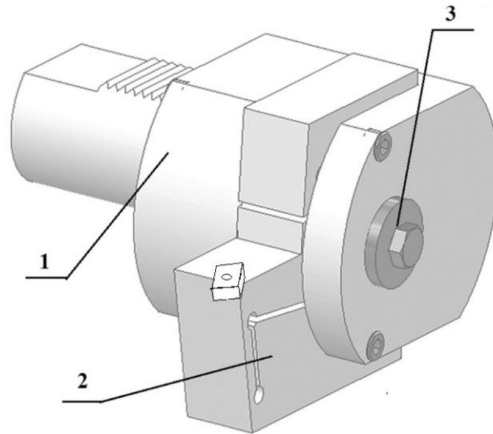


Рис. 4. Загальний вигляд різцетримача з демпфером токарно-револьверного верстата, де
1 – корпус різцетримача, 2 – пружна частина, 3 – демпфер

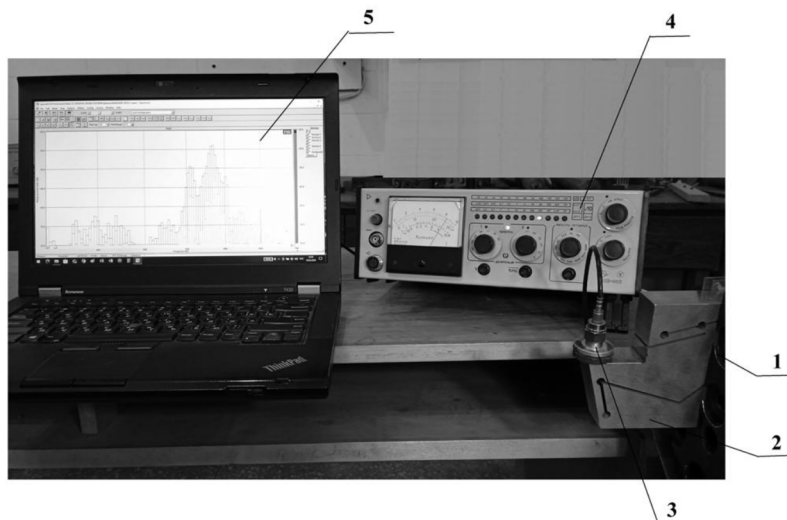


Рис. 5. Стенд для визначення частот власних коливань пружної частини різцетримача:
1 – місце кріплення; 2 – нерухома частина різцетримача; 3 – п'єзоелектричний акселерометр; 4 – прилад мод. ВШВ 003; 5 – персональний комп'ютер з програмою спектрального аналізу коливань

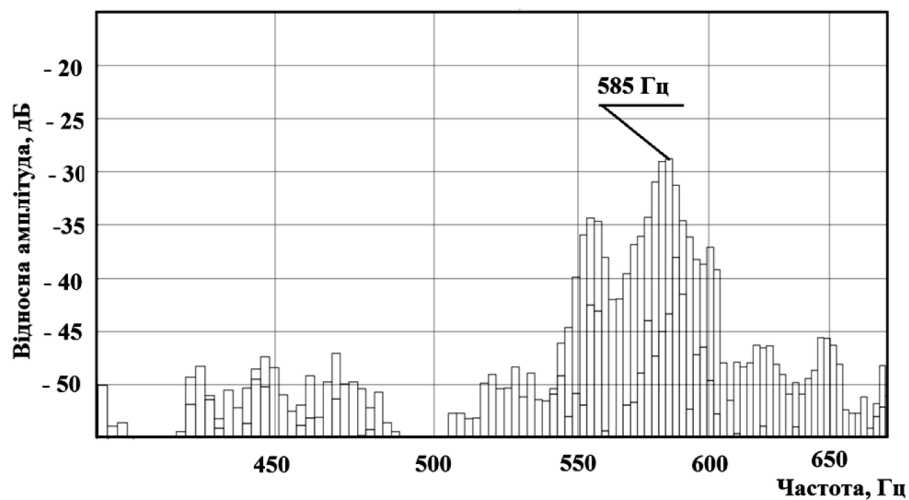


Рис. 6. Амплітудно-частотна характеристика вільних коливань пружної частини різцетримача в напрямку складової P_z сили різання

частоті 585 Гц як для напрямку радіальної складової сили різання P_y , так і для напрямку тангенціальної складової сили різання P_z ; – час затухання коливань в напрямку P_y у двічі більший, ніж час затухання коливань в напрямку P_z , що можна пояснити особливостями будови пружної частини різцетримача, призначеного для гасіння коливань в тангенціальному напрямку до оброблюваної поверхні; – отримані результати є попередніми, але дозволять порівняти властивості пружної частини різцетримача до встановлення в корпус із властивостями зібраної конструкції.

На рис. 7 наведено загальний вигляд робочої зони токарно-револьверного верстата із закріпленим в револьверній головці різцетримачем.

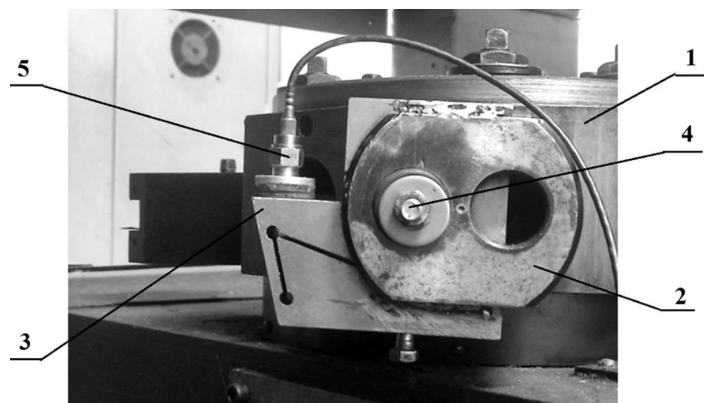


Рис. 7. Різцетримач в робочій зоні верстата: 1 – револьверна головка; 2 – корпус різцетримача; 3 – пружна частина різцетримача; 4 – вісь демпфера; 5 – акселерометр мод. Д13

На рис. 8 наведено приклад амплітудно-частотної характеристики вільних коливань пружної частини різцетримача з демпфером в напрямку складової P_z сили різання.

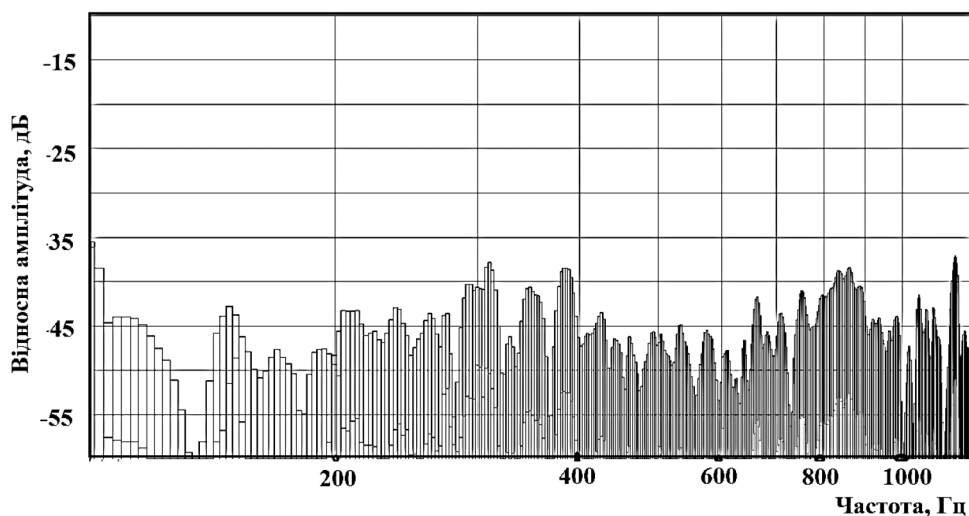


Рис. 8. Амплітудно-частотна характеристика коливань пружної частини різцетримача з демпфером в напрямку складової P_z сили різання

Порівняння амплітудно-частотних характеристик коливань пружної частини різцетримача (рис. 6 та рис. 8) дає можливість зробити висновок, що використання демпфера є ефективним для гасіння коливань в широкому діапазоні частот, який включає частоту вільних коливань пружної частини різцетримача. Відповідно, використання демпфера забезпечує відсутність резонансних ефектів між власними коливаннями пружної частини різцетримача та вимушеними коливаннями при різанні, що є одним із чинників забезпечення вібростійкого різання.

Висновки

Дієвими методами забезпечення режимів вібростійкої токарної обробки є наступні: – зниження жорсткості пружної системи інструменту в напрямку дотичної до оброблюваної поверхні, що призводить до незначного збільшення амплітуди тангенціальних коливань та до зменшення амплітуд коливань різця по нормалі до оброблюваної поверхні; – раціональна орієнтація головних осей жорсткості пружної системи інструменту; – збільшення демпфірування в пружній системі.

Для комплексної реалізації вказаних методів забезпечення вібростійкої токарної обробки пропонується оригінальна конструкція різцетримача для токарно-револьверного верстата середнього типорозміру. Результати виконаних розрахунків та експериментальних досліджень дозволяють рекомендувати інструментальне оснащення такого типу для токарної обробки важкооброблювальних матеріалів та деталей з переривчастими поверхнями.

Список використаної літератури

1. Kuznietsov Yurii, Shevchenko Oleksandr, ŠOOŠ Ľubomir. (2025). Expanding the functionality of lathe toolholders // *Strojnícky časopis – Journal of Mechanical Engineering*, SjF STU Bratislava, Slovakia, vol. 75, ISSUE 1 (APRIL 2025), p.p. 71–86 (<https://doi.org/10.2478/scjme-2025-0008>).
2. Орликов М.Л. Динамика станков: Учеб. пособие для вузов. – 2-е изд. перераб. и доп. – Киев : Вища школа, 1989. – 272 с.
3. Vnukov Y., Tryshynh P., Kozlova O., Dyadya S. (2024). Cutter-oscillator with single-degree-of-freedom for the study of cutting vibrations // *Strojnícky časopis – Journal of Mechanical Engineering*, SjF STU Bratislava, Slovakia, vol. 74 (2024), NO 1, p.p. 169–180 (<https://doi.org/10.2478/scjme-2024-0017>).
4. Кузнецов Ю. М., Луців І. В., Шевченко О. В., Волошин В. Н. Технологічне оснащення для високоефективної обробки деталей на токарних верстатах: Монографія / Упоряд. Кузнецов Ю. М., – К. – Тернопіль : Терно-граф, 2011. – 692 с.
5. Shevchenko O., Zharov A.A. Effect of orientation of principal axes of stiffness of an elastic-system of the toolholder on a stability of turning process // *Вісник НТУУ «КПІ» серія Машинобудування / ММІ НТУУ «КПІ»*, Вип. 67, Київ, 2013. с. 68–72.
6. Шевченко О. В. Ефективний спосіб підвищення вібростійкості токарної обробки // *Технологічні системи / Науково-технічний журнал – Київ : УкрНИАТ*, 2011. Вип. 1(54). – с. 60–65.
7. Шевченко О. В., Пирч В. М. Орієнтація пружної системи інструменту токарного верстата / *Матеріали 14 Міжнародної науково-практичної конференції «Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем» – Чернівці, ЧНТУ: 23-24.05.2024. с. 34–36.* (https://drive.google.com/file/d/1s2IU7CHhsXHLKxCXEVMEM_AxquSi6b0q/view).
8. Шевченко О. В. Вплив радіальної податливості пружної системи інструменту токарного верстата на точність обробки / *Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта», секція: Прогресивна техніка та технологія машинобудування – Київ, КПІ ім. Ігоря Сікорського: 06-09.10.2020. с. 106Ц109.*
9. Шевченко О. В. Вплив положення головних осей жорсткості пружної системи інструменту на точність токарної обробки. *Матеріали 10 Міжнародної науково-практичної конференції «Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем» – Чернівці, ЧНТУ: 29–30.04.2020. с. 45–47.*
10. Шевченко О. В., Ліщинер-Івашченко О. В. Ефективне гасіння коливань різального інструменту при токарній обробці / *Матеріали 16 Міжнародної науково-технічної конференції «Вібрації в техніці та технологіях» – Вінниця : 26.11.–27.11.2017. с. 101–102.*
11. Ganguli A., Deraemacker A., Horodinca M., Preumont A. (2005). Active damping of chatter in machine tools – demonstration with a ‘hardware-in-the-loop’ simulator. *Proc. IMechE Vol. 219 Part I: J. Systems and Control Engineering*, p.p. 359–369.
12. Shevchenko O. V., Lishchiner-Ivashchenko O. V. (2021) Chatter stability of the boring bar at turning // *Znanstvena misel*, № 56/2021, Ljubljana, Slovenia, 2021. p.p. 24–27. (<https://ru.scribd.com/document/635968101/Znanstvena-misel-journal-56-2021>).

References

1. Kuznietsov Yurii, Shevchenko Oleksandr, ŠOOŠ Ľubomir. (2025). Expanding the functionality of lathe toolholders // *Strojnícky časopis – Journal of Mechanical Engineering*, SjF STU Bratislava, Slovakia, vol. 75, ISSUE 1 (APRIL 2025), p.p. 71–86 (<https://doi.org/10.2478/scjme-2025-0008>). [in English].
2. Orlykov M. L. (1989). *Dinamyka stankov [Machine tool dynamics]: Ucheb. posobyie dlia vuzov. – 2-e yzd. pererab. y dop. – Kyev : Vyshcha shkola, 272.* [in Russian].
3. Vnukov Y., Tryshynh P., Kozlova O., Dyadya S. (2024). Cutter-oscillator with single-degree-of-freedom for the study of cutting vibrations // *Strojnícky časopis – Journal of Mechanical Engineering*, SjF STU Bratislava, Slovakia, vol. 74, NO 1, p.p. 169–180 (<https://doi.org/10.2478/scjme-2024-0017>). [in English].
4. Kuznietsov Yu. M., Lutsiv I. V., Shevchenko O. V., Voloshyn V. N. (2011) *Tekhnologichne osnashchennia dlia vysokoeffektyvnoi obrobky detalei na tokarnykh verstatakh [Technological equipment for highly efficient processing of parts on lathes]: Monohrafiia / Uporiad. Kuznietsov Yu. M., – K. – Ternopil : Terno-hraf, – 692.* [in Ukrainian].

5. Shevchenko O. V., Zharov A. A. (2013). Effect of orientation of principal axes of stiffness of an elastic-system of the toolholder on a stability of turning process // Bulletin of NTUU “KPI” Series – Mechanical Engineering. Vol. 67, Kyiv. p.p. 68–72. [in English].
6. Shevchenko O. V. (2011). Efektyvnyi sposib pidvyshchennia vibroostiikosti tokarnoi obrobky [An effective method of increasing the vibration resistance of turning processing] // Tekhnolohichni systemy / Naukovo-tekhnichnyi zhurnal - Kyiv : UkrNYAT, 2011. Vyp. 1(54). p.p. 60–65. [in Ukrainian].
7. Shevchenko O. V., Pyrch V. M. (2024). Oriientatsiia pruzhnoi systemy instrumentu tokarnoho verstata [Orientation of the elastic system of a lathe tool] / Materialy 14 Mizhnarodnoi naukovo-praktychnoi konferentsii “Kompleksne zabezpechennia yakosti tekhnolohichnykh protsesiv ta system” – Chernihiv, ChNTU: 23–24.05.2024. p.p. 34–36. [in Ukrainian]. (https://drive.google.com/file/d/1s2IU7CHhsXHLKxCXEVmEM_AxquSi6b0q/view).
8. Shevchenko O. V. (2020). Vplyv radialnoi podatlyvosti pruzhnoi systemy instrumentu tokarnoho verstata na tochnist obrobky [Influence of radial compliance of the elastic system of a lathe tool on machining accuracy] / Materialy Mizhnarodnoi naukovo-tekhnichnoi konferentsii “Prohresyvna tekhnika, tekhnolohiia ta inzhenerna osvita”, sektsiia: Prohresyvna tekhnika ta tekhnolohiia mashynobuduvannia – Kyiv, KPI im. Ihoria Sikorskoho: 06–09.10.2020. p.p. 106–109. [in Ukrainian].
9. Shevchenko O. V. (2020). Vplyv polozhennia holovnykh osei zhorstkosti pruzhnoi systemy instrumentu na tochnist tokarnoi obrobky [The influence of the position of the main axes of rigidity of the elastic system of the tool on the accuracy of turning] / Materialy 10 Mizhnarodnoi naukovo-praktychnoi konferentsii “Kompleksne zabezpechennia yakosti tekhnolohichnykh protsesiv ta system” – Chernihiv, ChNTU: 29–30.04.2020. p.p. 45–47. [in Ukrainian].
10. Shevchenko O. V., Lishchiner-Ivashchenko O. V. (2017). Efektyvne hasinnia kolyvan rizalnoho instrumentu pry tokarnii obrobtsi [Effective damping of cutting tool vibrations during turning] / Materialy 16 Mizhnarodnoi naukovo-tekhnichnoi konferentsii “Vibratsii v tekhnitsi ta tekhnolohiiakh” – Vinnytsia: 26.11.–27.11.2017. p.p. 101–102. [in Ukrainian].
11. Ganguli A., Deraemaeker A., Horodinca M., Preumont A. (2005). Active damping of chatter in machine tools – demonstration with a ‘hardware-in-the-loop’ simulator. Proc. IMechE Vol. 219 Part I: J. Systems and Control Engineering, p.p. 359–369. [in English].
12. Shevchenko O. V., Lishchiner-Ivashchenko O. V. (2021) Chatter stability of the boring bar at turning // Znanstvena misel, № 56/2021, Ljubljana, Slovenia, p.p. 24–27. (<https://ru.scribd.com/document/635968101/Znanstvena-misel-journal-56-2021>). [in English].

Дата першого надходження рукопису до видання: 27.09.2025

Дата прийнятого до друку рукопису після рецензування: 23.10.2025

Дата публікації: 28.11.2025