

**О.О. Живолуп, аспір.
О.В. Шевченко, д.т.н., проф.**
Національний технічний університет України „КПІ”

ЕФЕКТИВНИЙ СПОСІБ ПІДВИЩЕННЯ ВІБРОСТІЙКОСТІ ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ ВЕРСТАТА ПРИ ТОКАРНІЙ ОБРОБЦІ

В статті розглянуто питання підвищення вібростійкості при токарній з використанням різцетримача з орієнтованою жорсткістю з демпфером. Наведено результати експериментальних досліджень, які визначають умови підвищення вібростійкості токарної обробки з різцетримачем нової конструкції. Доведена ефективність використання різцетримачів подібного типу, порівняно зі штатними.

Постановка проблеми. Залежно від оброблюваного матеріалу, геометрії інструменту, режимів різання та інших умов стружкоутворення може бути стійким з утворенням неперервної зливної стружки, або нестійким з утворенням стружки надлому чи елементної. Сила різання в першому випадку є відносно постійною, а у другому періодично змінюється.

Нестійке стружкоутворення викликає, як правило, втрату вібростійкості динамічної системи верстата. Виникають недопустимі автоколивання і погіршується якість обробленої поверхні. Основні способи підвищення вібростійкості верстатів при різанні, сформульовані в роботі [1], це: оптимальна орієнтація головних осей жорсткості і підбор співвідношень жорсткостей і мас елементів системи; забезпечення умов, при яких збільшення сили різання викликає відтиск інструменту від оброблюваної деталі (ефект „додатної” жорсткості); збільшення демпфірування в системі. При цьому, для забезпечення вібростійкості пружної системи верстата рекомендується щоб її жорсткість була можливо більшою в напрямку нормалі до оброблюваної поверхні, або в напрямку сили різання, а в інших напрямках жорсткість системи повинна бути менше, щоб не сприяти втраті вібростійкості системи внаслідок координатного зв'язку.

Аналіз відомих досліджень. Вібрації при різанні поділяють на вимушені, коли причиною коливань є періодично діюча збурююча сила, і автоколивання, що відбуваються без впливу зовнішньої періодичної збурюючої сили. Вимушені коливання виникають внаслідок наявності в технологічній системі зовнішньої періодичної

сили, що викликає коливальний процес з частотою, рівною частоті цієї сили. Ці сили можуть бути розділені на дві групи: змінні сили при різанні, що виникають внаслідок зняття нерівномірного припуску, переривчастому характері різання тощо; змінні сили, що виникають в системі поза зоною різання. До цієї групи відносяться коливання, викликані дефектами механізмів верстата: перекосом осей, похибками зубчастих або клинопасових передач, збільшеними люфтами тощо; дисбалансом окремих обертових частин, а також коливаннями, що передаються на верстат від інших працюючих машин [1].

Способи боротьби з вимушеними вібраціями добре відомі – необхідно усунути дію періодичної збуджуючої сили. Це досягається балансуванням інструменту і заготовок, віброізоляцією фундаментів верстатів тощо. Значно більш складним завданням є гасіння вібрацій, які мають автоколивальний характер.

Автоколивання – процес, при якому змінна сила, що підтримує коливальний рух, утворюється і управляється самим рухом і припиненні цього руху зникає. Автоколивання характеризуються тим, що вони виникають і підтримуються джерелами енергії, що не мають коливальних властивостей. Частота автоколивань майже не залежить від режимів різання, а визначається, головним чином, жорсткістю і масами елементів пружної системи.

Основними способами та засобами боротьби з автоколиваннями при різанні є: вибір раціональної геометрії різального інструменту; підвищення демпфіруючої здатності технологічної оброблювальної системи верстата за рахунок використання матеріалів з високими демпфіруючими властивостями [4], введенням в пружну систему спеціальних демпфіруючих пристроїв-віброгасників [5, 6]; підвищення жорсткості пружної системи верстата [3]; зменшення мас елементів коливальних систем.

З метою дослідження ефективності впливу демпфірування в пружній системі різець – супорт на вібростійкість процесу різання, розроблено оригінальну конструкцію різцетримача токарного верстата з орієнтованою жорсткістю та вмонтованим демпфером [2].

Різцетримач (рис. 1) складається з корпусу 1 і віджимної частини 2 з різцем 3. В корпусі 1 на штовхачі 4 встановлено пакет тарілчастих пружин 5, навантаження яких здійснюється гайкою 6. Віджимна частина 2 зв'язана з корпусом 1 пружними елементами 7 з центром пружного шарніру в точці *K*. Центр пружного шарніру *K* розміщено таким чином, щоб сила різання *P* під час обробки деталі 8 віджимала різець від деталі при різанні, забезпечивши відсутність «від'ємної» жорсткості в пружній системі різець – супорт. Пакет тарілчастих

пругин 5, виконуючи функції гасника коливань, підвищує вібростійкість процесу різання та дозволяє підвищити режими сталого точіння.

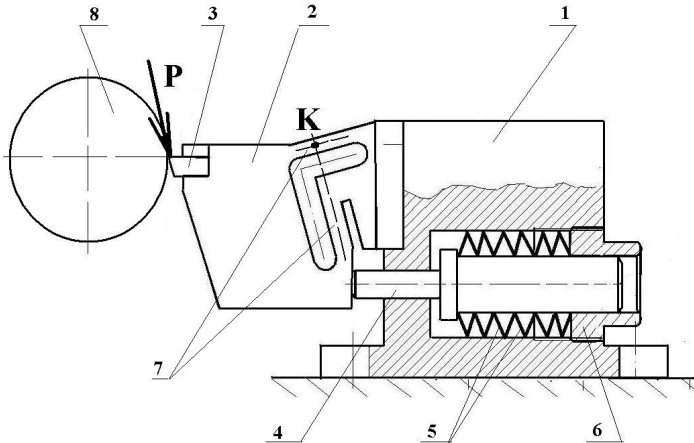


Рис. 1. Загальний вигляд різцетримача із вмонтованим демпфером

Для оцінки ефективності використання різцетримачів такого типу на початковому етапі проведено експериментальні дослідження статичних характеристик конструкції. Окремо на спеціальному стенді (рис. 2) визначено пружні характеристики пакетів тарілчастих пружин з різними схемами набору пружин в пакеті. Навантаження пакету пружин 1 здійснювалось через динамометр 2 камертонного типу з індикатором 3. Величина деформації пакету реєструвалась індикатором 4. Графіки залежності деформації пакетів від навантаження наведено на рисунку 3.

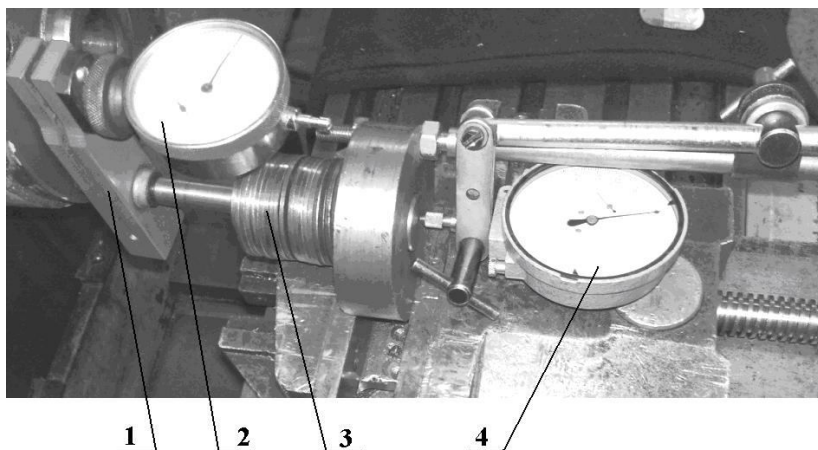


Рис. 2. Загальний вигляд стенду для вимірювання пружних характеристик пакету тарілчастих пружин

Аналіз графіків (рис. 3) показує, що чим більше тарілчастих пружин пакету набрано одна в одну (схеми D, E та F) тим більшу жорсткість має пакет при рівній кількості пружин в усіх пакетах. Крім того, із графіків видно, що зі зміною схеми набору пакету пружин демпфера змінюється площа петлі гістерезису. Із [3] відомо, що площа петлі гістерезису обмежена кривими навантаження та розвантаження конструкції дорівнює енергії, яка розсіюється за один цикл навантаження-розвантаження. Використовуючи це, можна відмітити, що найбільше розсіювання енергії буде при схемі набору пакету пружин В.

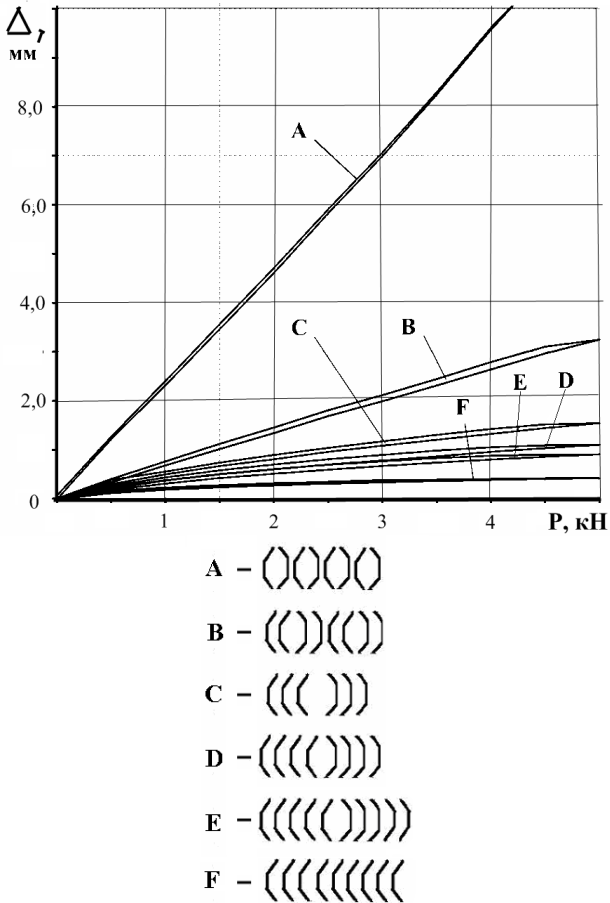


Рис. 3. Графіки залежності деформації Δ пакетів під дією сили P , де індексами A, B, C, D, E, F позначено схему набору пакету пружин

Для визначення динамічних характеристик різцетримача проведені експериментальні дослідження амплітуд вільних коливань віджимної частини різцетримача внаслідок дії імпульсного навантаження без встановлення демпфера та з демпфером із різними схемами набору пружин. Загальний вигляд стенду з комплектом апаратури наведено на рисунку 4.

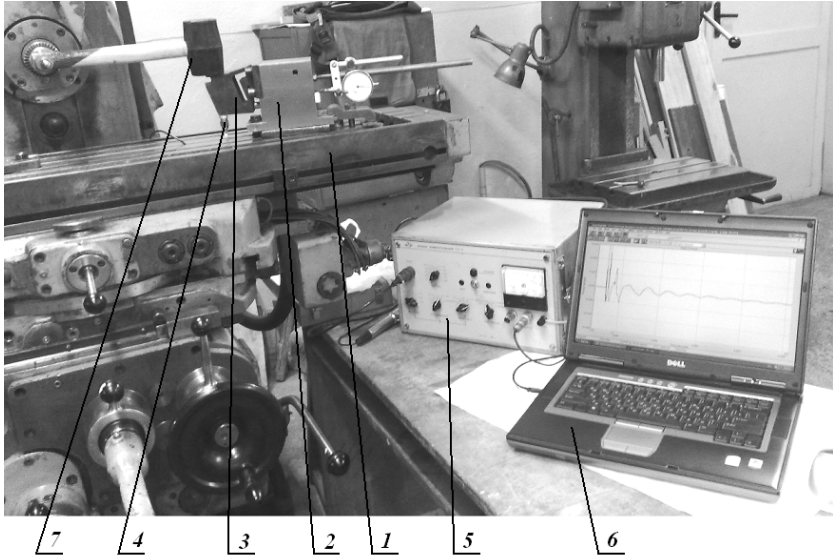


Рис. 4. Загальний вигляд стенду для вимірювання динамічних характеристик різцетримача: 1 – стіл верстата; 2 – корпус різцетримача; 3 – віджимна частина; 4 - п'єзоелектричний віброперетворювач мод. Д14; 5 – одноканальний вимірювач шуму та вібрацій мод. ИШВ-1; 6 – комп'ютер з програмою спектрального аналізу; 7 – молоток для імпульсного впливу

Ефективність розсіювання енергії в напрямку тангенціальної складової сили різання оцінювалась експериментально за величиною логарифмічного декременту коливань, який визначався за графіком затухаючих коливань віджимної частини різцетримача внаслідок імпульсного удару молотка. Однакова величина імпульсу сили від удару молотка при випробуваннях різних схем набору пакету пружин забезпечувалась підйомом його ударної частини шляхом повороту на однаковий кут навколо осі на кінці рукоятки молотка. Для розрахунку величини логарифмічного декременту коливань використано формулу (1) [3]:

$$\lambda = \ln \frac{A_n}{A_{n+1}}, \quad (1)$$

де λ – логарифмічний декремент коливань, A_n A_{n+1} – значення двох послідовних амплітуд коливальної системи. На рисунку 5 наведено

графіки залежності декременту коливань від сили навантаження при різних способах набору пакетів пружин.

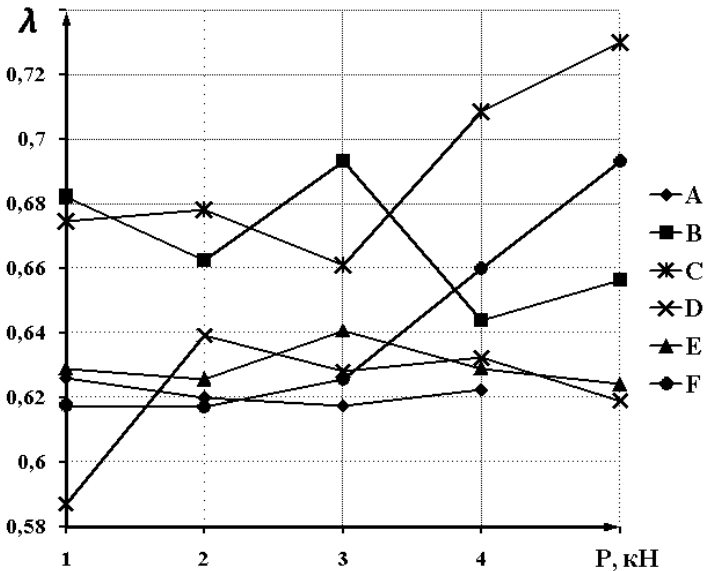


Рис. 5. Графіки залежності декременту коливань від сили навантаження при різних способах набору пакетів пружин

З графіків на рисунку 5 видно, що всі декременти коливань знаходяться у вузькому діапазоні від 0,59 до 0,73. Тенденція до збільшення декременту при збільшенні навантаження помітна в схемах С і F. В інших схемах декремент при зростанні навантаження змінюється незначним чином.

Для визначення динамічних характеристик різцетримача проведені експериментальні дослідження частот власних коливань віджимної частини різцетримача без встановлення демпфера та з демпферами із різною послідовністю набору пружин. На рисунку 6 наведено приклади спектрів (АЧХ) вільних коливань віджимної частини різцетримача внаслідок дії імпульсного навантаження.

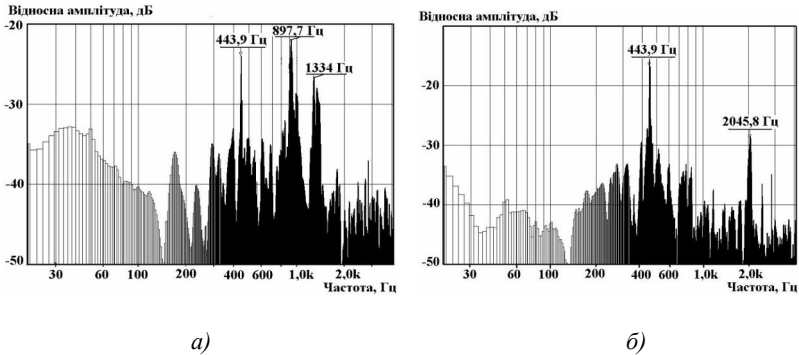


Рис. 6. Спектри вільних коливань віджимної частини різцетримача внаслідок дії імпульсного навантаження: а) без демпфера; б) демпфер за схемою В (рис. 3)

Аналіз спектрів (рис. 6) дозволяє зробити наступні висновки. Частота власних коливань віджимної частини різцетримача 443,9 Гц простежується на всіх спектрах частот як з демпфером, так і без демпфера. В результаті введення в конструкцію демпферів з різним набором тарілчастих пружин за схемами рисунку 3 на спектрах вільних коливань чітко спостерігається їх вплив на АЧХ в діапазоні до 100 Гц. Саме в цьому діапазоні при різанні найчастіше виникають найбільші амплітуди відносних коливань інструменту і заготовки. Найбільш ефективне демпфірування в діапазоні до 100 Гц на верстаті з дослідною конструкцією різцетримача забезпечують схеми В та С демпфера.

Для визначення ефективності використання різцетримача з орієнтованою жорсткістю приведені його випробування на верстаті мод. 1А616 при різанні заготовки із сталі 45 різцем з пластинкою Т15К6 на режимах: діапазон швидкості різання $V = 80 \div 270$ м/хв., подача $S = 0,1$ мм/об., глибина різання змінювалась в діапазоні $t = 1 \dots 7$ мм. Для порівняння при аналогічних умовах та режимах проведені випробування при різанні штатним різцетримачем верстата мод. 1А616. Одночасно при різанні реєструвались коливання різцетримача в напрямку P_z сили різання.

Випробуваннями визначено, що гранична глибина різання при обробці штатним різцетримачем у вказаному діапазоні швидкостей різання не перевищує 5 мм. Приклад спектру коливань штатного різцетримача наведений на рисунку 7, а. Із спектру видно, що при такій глибині різання генеруються високочастотні коливання різцетримача в діапазоні вище

5,0 кГц, що свідчить про зменшення вібростійкості процесу різання та виражається характерним звуком та формою стружки по довжині.

При обробці різцетримачем з орієнтованою жорсткістю та демпфером за схемою В (рис. 3) у вказаному діапазоні швидкостей різання встановлено, що навіть при граничній для різця глибині різання $t = 7$ мм (відповідає довжині різальної кромки різця) процес різання не втрачає вібростійкості. Для порівняння на рисунку 7 наведено спектри коливань при обробці штатним різцетримачем та різцетримачем з демпфером при різанні з глибиною $t = 5$ мм. Із спектрів видно, що при різанні з глибиною $t = 5$ мм різцетримач достатньо ефективно гасить як низькочастотні коливання (до 100 Гц) так і в діапазоні вище 5,0 кГц (рис. 7, б).

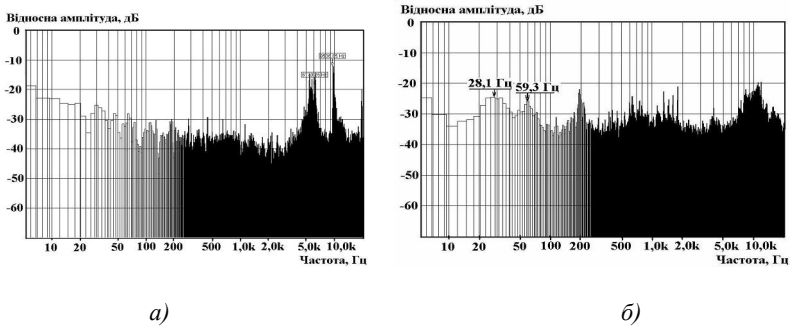


Рис. 7. Спектри коливань штатного різцетримача верстата мод. 1А616 (а) та віджимної частини різцетримача з демпфером (б) при різанні на верстаті мод. 1А616 заготовки із сталі 45 різцем з пластинкою Т15К6 на режимах: швидкість різання $V = 200$ м/хв., подача $S = 0,1$ мм/об, глибина $t = 5$ мм (б)

Висновки. Таким чином, використання різцетримачів з орієнтованою жорсткістю та демпфером дозволяє не тільки забезпечити умови відсутності від'ємної жорсткості пружної системи інструменту, а і підвищити продуктивність токарної обробки особливо на чорнових режимах. Різцетримачі такого типу можуть бути використані для підвищення продуктивності токарної обробки литих та штампованих заготовок, переривчатих поверхонь, важкооброблюваних матеріалів, тощо.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Орликов М.Л. Динамика станков: Учеб. пособие для вузов.-2-е изд. перераб. и доп. - Киев: Выща школа, 1989. - 272 с.
2. Різцетримач: Патент України на корисну модель № 21427: МПК В23В 29/03/ Шевченко О.В., Вакуленко С.В., Дюмін В.А. – Опуб. 15.03.2007, Бюл. № 3. – 3 с.
3. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Унвер У. Колебания в инженерном деле / Пер. с англ. Л.Г.Корнейчука: Под ред. Э.И. Григолюка.- М.: Машиностроение, 1985.-472с.
4. Фавстов Ю.К., Шульга Ю.Н. Сплавы с высокими демпфирующими свойствами. - Киев: Metallurgy. 1973. – 256 с.
5. Мурашев В.А. Демпфирование в колебательных системах с одной степенью свободы/ Труды шестой сессии международной научной школы. Часть 2., ИПМаш РАН, СПб, 2003. с. 48-51.
6. Корнев Б.Г., Резников Л.М. Динамические гасители колебаний. – М.: Наука. Гл.ред.физ.-мат.лит., 1988. – 304 с.

ЖИВОЛУП Олександр Олександрович – аспірант Національного технічного університету України "КПІ", кафедра Конструювання верстатів та машин.

Наукові інтереси:

– дослідження ефективних методів дослідження вібростійкості токарної обробки.

ШЕВЧЕНКО Олександр Віталійович – доктор технічних наук, професор Національного технічного університету України "КПІ", кафедра Конструювання верстатів та машин.

Наукові інтереси:

– розробка основ проектування інструментального оснащення з пружними напрямними та орієнтованою жорсткістю для мікрорегулювання різального інструменту;

– вібраційна обробка та зменшення інтенсивності автоколиваний в процесі різання.

Подано 04.09.2011

