

7. Целочисленные значения $k_{пер}$ обеспечивают минимум как максимальных амплитуд колебаний, так и среднеинтегральной удельной потенциальной энергии упругой деформации кручения, которая влияет на долговечность машины.

На основании полученных результатов определены рациональные параметры технологического ротора (табл. 1), которые обеспечивают минимум максимальных амплитуд крутильных колебаний и наибольшую долговечность машины.

Список литературы: 1. Кошкин Л. Н. Роторные и роторно-конвейерные линии. - М.: Машиностроение, 1986. - 320 с. 2. Клусов И. А. Проектирование роторных машин и линий. - М.: Машиностроение, 1990. - 320 с. 3. Корнюхин И.Ф., Власов М.Д. Силовые передаточные функции технологического ротора с наклонной шайбой// Автоматизация технологических процессов: Сб. науч. тр. – Тула: Тульский политех. ин-т, 1975. Вып. 3. - С. 68 – 75. 4. Корнюхин И.Ф. Многодвигательный привод автоматической роторной линии с кинематической синхронизацией рабочих машин и выравниванием нагрузки между приводными двигателями// Кузнечно-штамповочное производство. - 1979. - №2. - С. 25 – 27. 5. Корнюхин И.Ф., Крюков В.А., Пашин А.А. Снижение уровня колебаний механической системы с однотипными возмущениями// Известия вузов, Машиностроение. - 1986. - №6. - С. 30 – 34. 6. Крюков В.А., Прейс В.В. Построение привода исполнительных органов роторной технологической машины с учетом уравнивания мощности// Машиностроение и техносфера XXI века: Сб. трудов межд. науч.-тех. конф. в г. Севастополе 13 – 18 сентября 2004 г. В 4-х т.– Донецк: ДонНТУ, 2004. Т.2. - С. 121 – 124. 7. Крюков В.А., Прейс В.В. Моделирование движения червячного привода автоматических роторных линий// Машиностроение и техносфера XXI века: Сб. трудов межд. науч.-тех. конф. в г. Севастополе 12 – 17 сентября 2005 г. В 5-ти т.– Донецк: ДонНТУ, 2005. Т.2. - С. 155 – 158. 8. Дворников В.И., Матвиенко А.В., Кралин А.К. Динамика технологического ротора при пластическом формообразовании изделий// Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Межд. сб. науч. тр. - Донецк: ДонНТУ, 2003. Вып. 25. - С. 104 – 112. 9. Чернышев Е.А., Михайлов А.Н., Дворников В.И. К вопросу создания роторных машин для изготовления проволочных метизов// Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Межд. сб. науч. трудов. – Донецк: ДонНТУ, РВА ДонНТУ. - 2006. – Вып. 32. - С. 240 – 249. 10. Михайлов А.Н. Основы синтеза поточно-пространственных технологических систем. - Донецк: ДонНТУ, 2002. - 379 с. 11. Бабаков И.М. Теория колебаний. – М.: Дрофа, 2004. – 591 с. 12. Михайлов О.М., Чернышев С.О. Синтез і аналіз принципово-структурних моделей ротора для висадження// Обладнання та технології харчових виробництв: Темат. зб. наук. пр. – Донецьк: ДонДУЕТ, 2006. – Вип. 14. – С.58 – 64.

Сдано в редакцию 10.01.07

ПІДВИЩЕННЯ ВІБРОСТІЙКОСТІ ТОКАРНОЇ ОБРОБКИ РІЗЦЕТРИМАЧЕМ З ОРІЄНТОВАНИМ ЦЕНТРОМ ЖОРСТКОСТІ

Шевченко О.В., Вакуленко С.В. (НТУУ „КПІ”, м. Київ, Україна)

The questions of a heightening of a chatter stability of turning by means of a toolholder with an oriented centre of stiffness are presented in the paper. Results of researches at cutting by experimental construction of a toolholder are given. Efficiency of use of such toolholders for a heightening of a chatter stability proved at turning.

В залежності від оброблюваного матеріалу, геометрії інструменту, режимів різання та інших умов різання 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.

Разом з тим, результати досліджень роботи [2] дозволяють зробити уточнення наведених вище рекомендацій, а саме: для забезпечення вібростійкості токарної обробки (особливо нежорстким інструментальним оснащенням) кут розвороту головних осей жорсткості пружної системи інструменту бажано наближати за величиною до половини кута, який визначає напрямок дії сили різання відносно дотичної до оброблюваної поверхні. При цьому вісь найбільшої жорсткості може бути направлена вздовж однієї з головних координат пружної системи інструменту. За такої орієнтації головних осей жорсткості пружної системи інструменту забезпечуються умови обробки з „додатною” жорсткістю. При цьому ефект „від’ємної” жорсткості, що є однією з причин втрати системою вібростійкості при різанні, не виникає.

Якщо в конструкції базового верстата при певних умовах обробки виникає втрата вібростійкості внаслідок „від’ємної” жорсткості, є можливість за допомогою різцетримачів з орієнтованим центром жорсткості змінити жорсткість пружної системи інструменту на „додатну”. На рис. 1 наведено загальний вигляд різцетримача та схему вимірювання його пружних характеристик. В цій конструкції зроблено спробу реалізувати основні способи підвищення вібростійкості токарної обробки.

Різцетримач має корпус 1, закріплений на супорті верстата, та віджимну частину 2 з різцем 3. В корпусі на штовхачі 4 встановлено пакет тарілчастих пружин 5, навантаження якого осью силою S здійснюється гайкою 6. Віджимна частина різцетримача зв'язана з корпусом пружними елементами 7. Пружні елементи орієнтують центр жорсткості пружної системи інструменту таким чином, що забезпечується відсутність ефекту „від’ємної” жорсткості при точінні. Пакет тарілчастих пружин 5, виконуючи функцію демпфера, зменшує інтенсивність автоколивань різця. Для визначення впливу демпфера з різними схемами набору тарілчастих пружин на жорсткість різцетримача проведено навантаження конструкції силою P_z в діапазоні $0 \div 5,0$ кН з одночасним заміром осевого переміщення штовхача за допомогою індикатора 8 з ціною поділки $0,002$ мм.

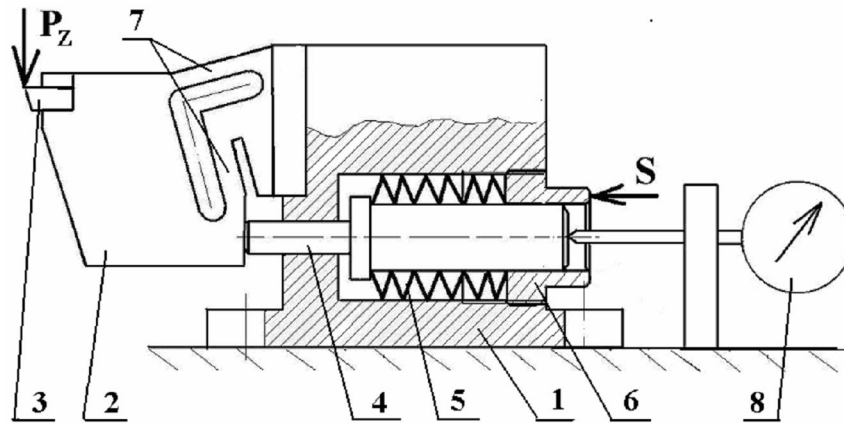


Рис. 1. Загальний вигляд та схема вимірювання пружних характеристик різцетримача

Для перевірки ефективності використання різцетримача такого типу було виготовлено його експериментальний зразок для досліджень на базі токарно-гвинторізного верстата мод. 1А616. При дослідженнях визначались: - пружно-дисипативні характеристики різцетримача в напрямку дії складової P_z сили різання з демпфером у вигляді пакету тарілчастих пружин з різними способами їх набору та при відсутності демпфера; - діаграми кругових переміщень віджимної частини різцетримача в площині дії складових P_y та P_z сили різання без демпфера і з демпфером та кут розвороту головних осей жорсткості; - частота власних коливань різцетримача за амплітудно-частотними характеристиками (АЧХ); - режими вібростійкого точіння.

За результатами досліджень визначені величини переміщень віджимної частини різцетримача від навантаження силою в напрямку P_z . Графіки залежності переміщень штовхача 4 внаслідок дії сили P_z при встановленні в якості демпфера пакетів із різними схемами набору тарілчастих пружин наведено на рис. 2. Графіки побудовані для випадку максимально можливої деформації кожного з пакетів тарілчастих пружин.

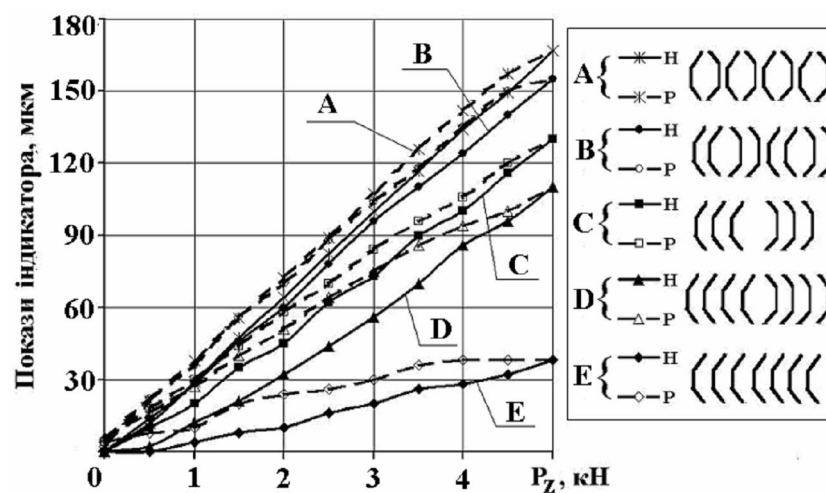


Рис. 2. Графіки залежності переміщень штовхача різцетримача під дією сили P_z при встановленні в якості демпфера різних пакетів тарілчастих пружин, де H і P – позначення графіків при навантаженні та розвантаженні відповідно; індексами A, B, C, D, E позначено схему набору пакету пружин

Аналіз графіків рис. 2 показує, що чим більше тарілчастих пружин пакету набрано одна в одну (схеми D та E) тим більшу жорсткість має різцетримач в напрямку P_z . Крім того, із графіків видно, що зі зміною схеми набору пакету пружин демпфера змінюється площа петлі гістерезису. Із [3] відомо, що площа петлі гістерезису обмеженої кривими навантаження та розвантаження конструкції дорівнює енергії, яка розсіюється за один цикл навантаження - розвантаження. Використовуючи це, можна відмітити, що крім збільшення жорсткості конструкції зі схемами набору пакетів пружин D та E, збільшується також і розсіювання енергії в різцетримачі при різанні.

На рис. 3 наведено кругові діаграми переміщень віджимної частини різцетримача від навантаження силою 3,0 кН в площині, перпендикулярній осі шпинделя, в напрямках 1 ? 12. Діаграми побудовано для двох випадків: 1- пакет пружин відсутній; 2 – пакет набрано за схемою А (рис. 2) та навантажений силою 6,0 кН.

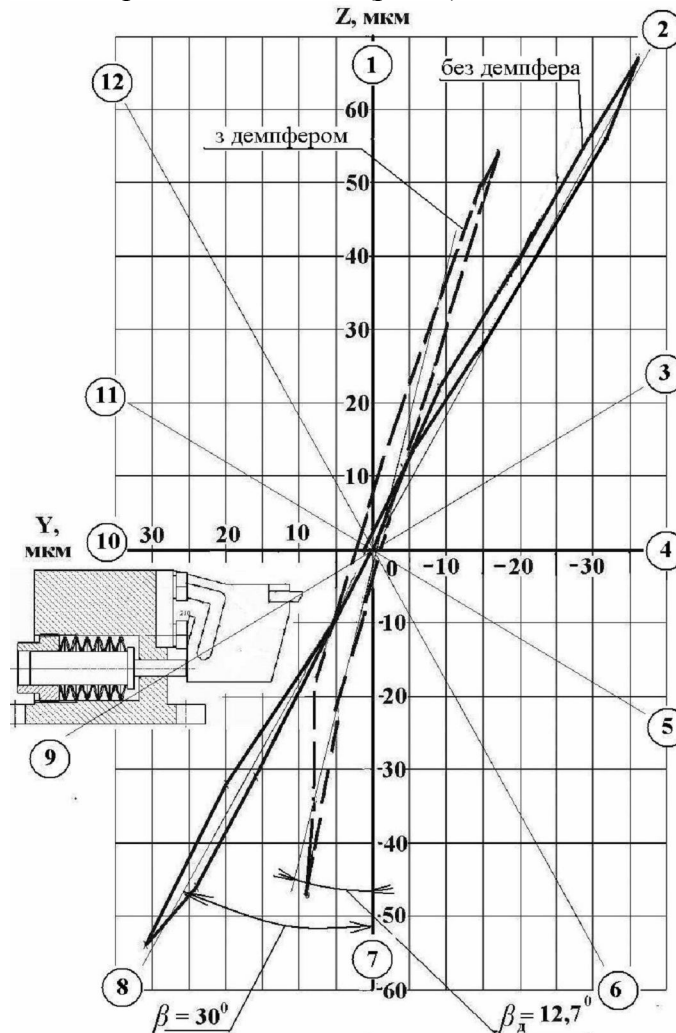


Рис. 3. Кругові діаграми переміщень віджимної частини різцетримача без демпфера та з демпфером від навантаження радіальною силою 0 ? 3,0 кН в напрямках 1 ? 12

Аналіз форми кругових діаграм рис. 3 показує, що конструкція віджимної частини різцетримача не навантажена пакетом тарілчастих пружин забезпечує розворот головних осей жорсткості на кут $\beta = 30^\circ$, що завжди при різанні забезпечить додатну жорсткість супортній групі верстата. При навантаженні віджимної частини пакетом пружин змінюється кут розвороту головних осей жорсткості до величини $\beta_d = 12,7^\circ$.

Таку особливість конструкції різцетримача можна використати як для ручного, так і для автоматичного в процесі різання регулювання напрямку головних осей жорсткості верстатів у випадках втрати вібростійкості при різанні. Крім того, внаслідок навантаження пакетом пружин підвищується жорсткість різцетримача за однією з головних осей жорсткості.

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 рис. 3 наведено приклади спектрів (АЧХ) вільних коливань віджимної частини різцетримача внаслідок дії імпульсного навантаження.

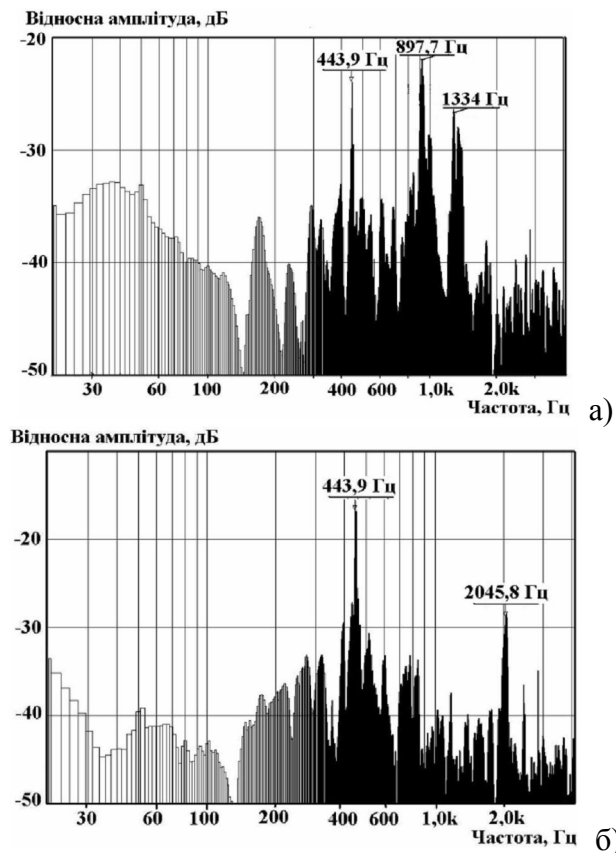


Рис. 3. Спектри вільних коливань віджимної частини різцетримача внаслідок дії імпульсного навантаження: а) без демпфера; б) демпфер за схемою В (рис. 2)

Аналіз АЧХ вільних коливань різцетримача з різними схемами демпферів 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. При встановленні в різцетримач демпферів з різною послідовністю набору тарілчастих пружин чітко спостерігається вплив конфігурації пакету на АЧХ. Найбільш ефективне демпфірування коливань різцетримача в діапазоні до 100 Гц забезпечують демпфери за схемами В та С.

Разом з тим, схеми демпферів А та Е більше ефективні для гасіння коливань в діапазоні вище 500 Гц. Це свідчить про те, що для різних умов обробки можуть бути підібрані різні типи демпферів для забезпечення ефективного гасіння коливань в різних частотних діапазонах.

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

Випробуваннями визначено, що гранична глибина різання при обробці штатним різцетримачем у вказаному діапазоні швидкостей різання не перевищує 5 мм. При обробці різцетримачем з орієнтованим центром жорсткості та демпфером за схемою 2 (рис. 2) 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. Підтвердженням підвищення вібростійкості процесу різання різцетримачем з орієнтованим центром жорсткості може слугувати форма зливної стружки по довжині (див. рис. 4).

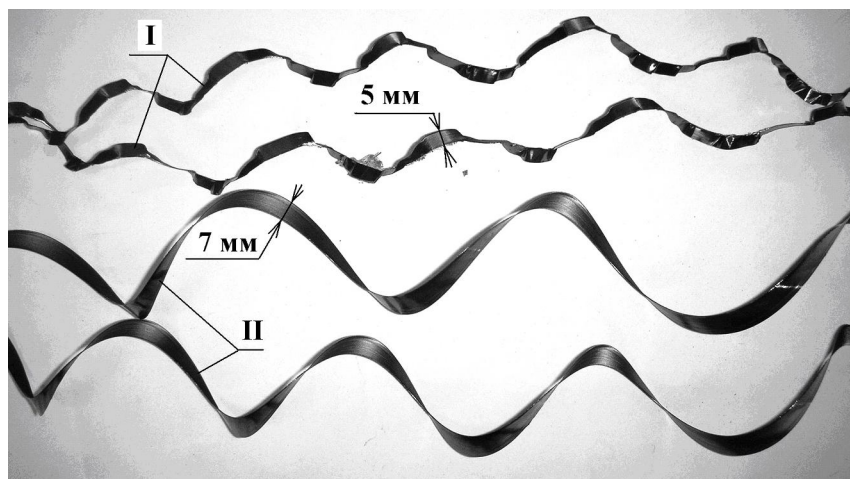


Рис. 4. Зразки стружки, отриманої при обробці на верстаті мод. 1А616:
I - штатним різцетримачем верстата при режимах різання $V = 200$ м/мин; $S = 0,1$ мм/об; $t = 5$ мм;
II – різцетримачем з орієнтованим центром жорсткості при режимах різання $V = 200$ м/мин $S = 0,1$ мм/об $t = 7$ мм

Таким чином, використання різцетримачів з орієнтованим центром жорсткості та демпфером дозволяє підвищити вібростійкість та продуктивність токарної обробки, забезпечуючи умови відсутності від'ємної жорсткості пружної системи інструменту та збільшуючи демпфірування в системі. Різцетримачі такого типу можуть бути використані для підвищення продуктивності токарної обробки литих та штампованих заготовок, переривчатих поверхонь, важкооброблюваних матеріалів, тощо.

Список літератури: 1. Орликов М.Л. Динамика станков: Учеб. пособие для вузов.-2-е изд. перераб. и доп. - Киев: Выща школа, 1989. - 272 с. 2. Шевченко О.В., Влияние напрямку головних осей жорсткості токарного верстата на статичну характеристику пружної системи різець-супорт / Вестник НТУУ “Киевский политехнический институт”, Машиностроение, вып.48, Киев, 2006. с.119-121. 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.

Сдано в редакцию 31.01.07