

О.В. Шевченко д.т.н., проф.

А.В. Яшник, аспір.

Національний технічний університет України "КПІ"

ПІДВИЩЕННЯ ВІБРОСТІЙКОСТІ ПРОЦЕСУ РОЗТОЧУВАННЯ ПРИ ОБРОБЦІ КОНСОЛЬНИМ ІНСТРУМЕНТАЛЬНИМ ОСНАЩЕННЯМ

В статті наведено результати теоретичних досліджень, які визначають умови підвищення вібростійкості токарної обробки нежорстким консольним інструментальним оснащенням, що полягають у врахуванні впливу орієнтації та забезпеченні відповідного положення головних осей жорсткості оснащення в пружній системі різець-супорт відносно напрямку дії сили різання та рекомендованому співвідношенні жорсткостей оснащення за цими осями. Результати досліджень отримано з використанням методу скінчених елементів.

Постановка проблеми. Одним з розповсюджених видів обробки на токарних верстатах є обробка нежорстким консольним інструментальним оснащенням, до якого відносяться оправки, різцетримачі, борштанги. Особливістю обробки консольним інструментом є легкість виникнення вібрацій при різанні, що знижує точність, якість та продуктивність обробки деталей, обмежує технологічні можливості верстатів. При токарній обробці нежорстким консольним інструментальним оснащенням боротьба з шкідливими коливаннями є особливо актуальною. Це обумовлено суттєвим впливом такого оснащення на роботу всієї технологічної системи верстата.

Вібростійкість верстата при різанні характеризує його здатність чинити опір виникненню відносних коливань інструменту та оброблюючої деталі, що викликаються самим процесом різання та зовнішніми збурюючими силами. При допустимих значеннях амплітуд цих відносних коливань підвищення вібростійкості верстата дозволяє підвищити режими різання, а відповідно, продуктивність обробки деталей.

Вібростійкість системи верстата залежить не тільки від основних параметрів його елементів (маси, коефіцієнтів жорсткості та демпфування), але й від орієнтації цих осей жорсткості відносно нормалі до оброблюваної поверхні й напрямку сили різання, від співвідношення жорсткостей, частот власних коливань.

Забезпечення необхідної вібростійкості верстатів, що працюють нежорстким інструментом, може здійснюватись за допомогою таких заходів [1, 2]:

1) підвищенням статичної жорсткості інструментального оснащення, власної частоти коливань та демпфірування шляхом раціонального вибору його конструктивних параметрів;

2) оптимальною орієнтацією головних осей жорсткості пружної системи інструменту;

3) використанням демпферів та динамічних гасників коливань;

4) регулюванням жорсткості пружної системи інструменту.

Вибір раціональних параметрів інструментального оснащення шляхом забезпечення необхідних динамічних характеристик дозволяє суттєвого покращити пружно-демпфіруючі властивості та підвищити вібростійкість технологічної системи верстата.

Найважливішими вимогами, яким повинен задовольняти будь-який металорізальний верстат, є можливість забезпечення точності та якості обробленої поверхні при високій продуктивності. Цим обумовлена основна тенденція сучасного верстатобудування – підвищення швидкостей формуютьорюючих рухів. Наприклад, швидкості різання сучасних токарних верстатів сягають величин 20–30 м/с і вище, а завдяки підвищенню характеристик формуютьорюючих приводів подач верстатів з ЧПУ та систем управління значно розширився діапазон можливих величин подач. В результаті, для виконання вимог з точності та якості обробки при високій продуктивності головною стає проблема підвищення жорсткості, вібростійкості верстатів, покращення динамічних характеристик технологічної оброблювальної системи (ТОС).

Аналіз відомих досліджень. Втрата вібростійкості еквівалентної пружної системи (ЕПС) верстата при різанні на практиці зустрічається дуже часто. Це виражається в "підриванні" інструментів (аперіодична нестійкість) або у виникненні автоколивань.

Автоколивання при різанні ведуть до різкого зниження чистоти і точності оброблюваної поверхні, стійкості інструменту, довговічності верстата і, у кінцевому рахунку, до зниження продуктивності праці.

Збудником автоколивань при різанні є залежність сили різання або її складових від параметрів різання (швидкості, дійсних кутів різання та ін.), або, інакше, наявність зв'язків її узагальнених координат. Розрізняють зв'язки статичні (за координатами), швидкісні (за першою похідною координати від часу) і динамічні, інерційні (за другою похідною координати від часу). Різноманіття форм зв'язку виражається в [2]:

- 1) наявності власної нестійкості пружної системи;
- 2) наявності власної нестійкості процесу різання;
- 3) істотного впливу того або іншого контуру зв'язку багатоконтурної деформаційної системи, що складає частину процесу різання;
- 4) багатозв'язковість пружної системи при наявності великого числа ступенів свободи.

По цих особливостях динамічної системи верстата при дуже великій зміні її параметрів можна зробити висновок, що походження автоколивань при різанні не можна пояснити дією тільки якого-небудь одного «збудника». Тому для аналізу динамічної системи, єдино прийнятним є шлях виділення головних зв'язків для кожного конкретного випадку.

Статичний або пружний (координатний) зв'язок може виникнути як між поступальними переміщеннями, так і між кутовим і поступальним. Цей зв'язок виникає тоді, коли переміщення розглянутої маси є сумою деформацій декількох пружин, що несуть інші маси. Одним з важливих випадків виникнення зв'язку є розбіжність діючої сили з напрямком головних осей жорсткості ЕПС.

Явище втрати стійкості пружної системи може також пояснюватися наявністю багатьох ступенів свободи ЕПС. Розглянуте коливання інструменту щодо заготовки представляє результат додавання декількох зв'язаних між собою найпростіших коливань. Наприклад, коливання системи з двома ступенями свободи розкладається на дві прості поступальні коливання по осях Z і Y . Між цими коливаннями існує фазовий зсув. Тому утвориться в результаті додавання коливань траєкторія відносного переміщення інструменту і заготовки, що має форму замкнутої кривої (еліпса переміщень). Рухаючись по такій кривій, інструмент змінює товщину шару, що зрізується (рис. 1). Як наслідок відбувається зміна сили різання. Причому змінюється, таким чином, що при русі вершини різця в напрямку сили різання товщина шару, що зрізується, збільшується, а при рухові назустріч – зменшується. По графіках зміни сили різання по переміщенню видно, що складова сила P_z викликає розвиток коливань, на відміну від сили P_y , що є пружною. Вібrazio наростають доти, поки зростаючі в ще більшому ступені сили опору або нелінійності іншого роду не компенсують цілком дію енергії, внесеною силою різання. Зміною фазового зсуву між коливаннями, так щоб напрямок руху різця став зворотнім можна домогтися стійкості системи, і зміна сили різання в цих умовах робить демпфіруючу дію на коливання, викликані зовнішніми впливами [2].

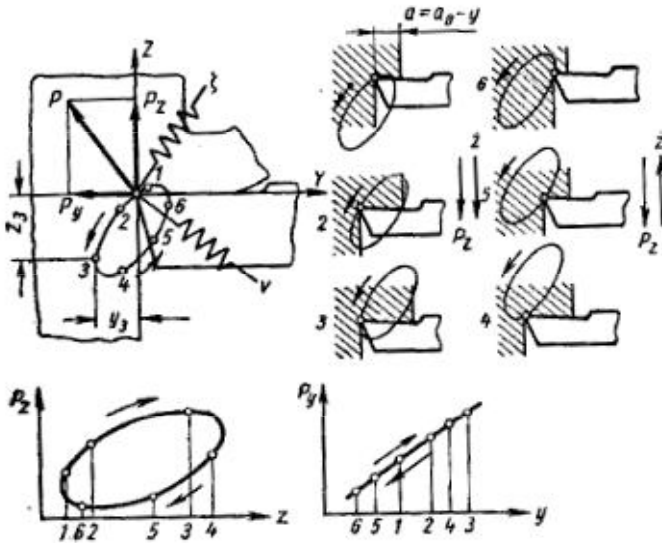


Рис. 1. Траєкторія відносного руху інструменту й заготовки при автоколиванні і діаграми роботи сил різання

Подібна зміна визначається не стільки різанням, а скільки змінами в конструкції пружної системи, наприклад зміною напрямку головних осей жорсткості. Отже підбором напрямку осей жорсткості пружної системи відносно напрямку сили різання можна зменшити енергію самозбудження автоколивань та забезпечити вібростійкий процес різання [3].

В роботах модель пружної системи супортної групи представлена як система з двома ступенями вільності. Схема системи показана на рисунку 2. За узагальнені координати прийняті взаємно перпендикулярні головні осі жорсткості з врахуванням того, що рухи в напрямку цих координат незалежні, тобто координати нормальні. Координата η_1 відповідає максимальному коефіцієнту жорсткості C_1 , а координата η_2 – мінімальному коефіцієнту жорсткості C_2 . За початок координат прийнято вершину різця, вісь y направлено по нормалі до оброблюваної поверхні, а вісь z – перпендикулярно до неї. Сила різання P прикладена під кутом α до напрямку осі z ; вісь η_1 становить кут β з напрямком дії сили P [3].

З врахуванням лінійності характеристик жорсткості та пропорційності сили опору швидкості рівняння руху системи за нормальними координатами наведено у вигляді:

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{\eta}_1 + h_1 \cdot \dot{\eta}_1 + c_1 \cdot \eta_1 = P \cdot \cos \beta \\ m_2 \cdot \ddot{\eta}_2 + h_2 \cdot \dot{\eta}_2 + c_2 \cdot \eta_2 = P \cdot \sin \beta \end{cases} \quad (1)$$

де m_1, m_2 – приведена до відповідних координат маса системи; h_1, h_2 – приведені коефіцієнти демпфірування.

Для зв'язку узагальнених координат y і z з головними координатами η_1 і η_2 використовують рівняння:

$$\begin{cases} y = \eta_2 \cdot \cos(\beta) - \eta_1 \cdot \sin(\beta) \\ z = \eta_2 \cdot \sin(\beta) + \eta_1 \cdot \cos(\beta) \end{cases} \quad (2)$$

При роботі верстата його пружна система та процес різання утворюють замкнену динамічну систему, стійкість якої можна визначити за характеристикою розімкненої системи.

Крім розглянутих основних причин первинного збудження автоколиваний є ще ряд вторинних менш значимих, які тільки в окремих умовах можуть впливати на інтенсивність автоколиваний. До них відносяться такі причини, як зміна робочих кутів інструменту при колюваннях, неоднозначність сил різання при врізанні та виході інструменту з оброблюваного матеріалу, роботі по наклепаному шару та ін.

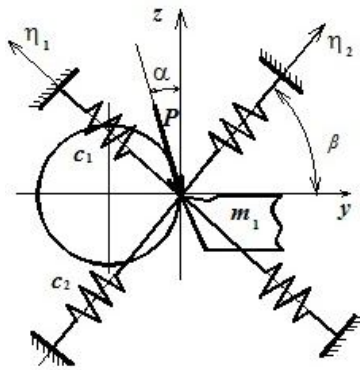
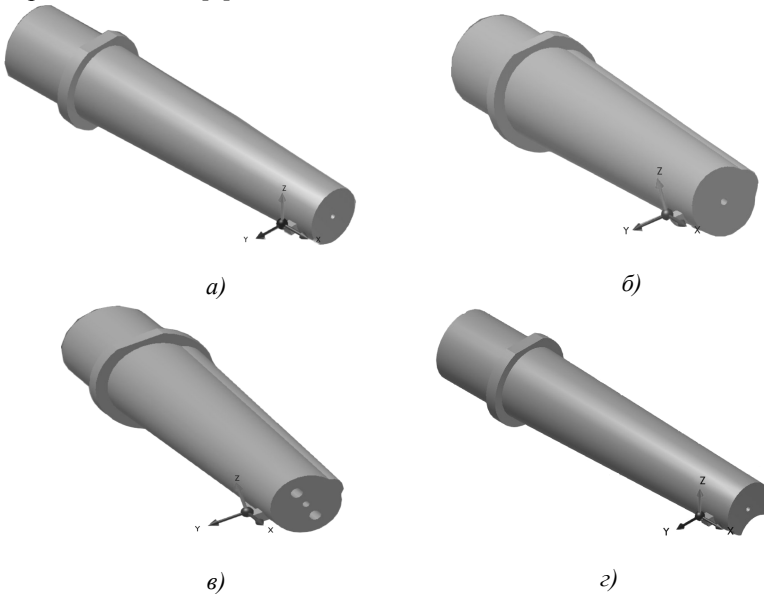


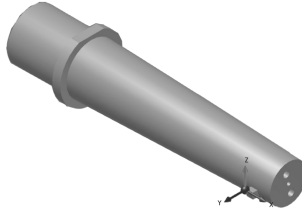
Рис. 2. Розрахункова схема пружної системи супортної групи токарного верстата

Багато дослідників відзначають, що вторинне збудження суттєво впливає на виникнення автоколиваний, а саме вплив вібраційних слідів, що утворилися на поверхнях деталей від попередніх проходів, на такі проходи [4, 5].

Основний зміст та результати роботи. Особливістю процесу розточування консольною борштангою на верстаті є невисокі режими різання на переходах чорнової та напівчистової обробки, що пов'язано з обмеженою радіальною жорсткістю борштанги. Крім того, більшість розточувальних борштанг мають форму циліндра чи конуса ($1-2^\circ$) і колова радіальна жорсткість таких конструкцій не має явно виражених осей найбільшої і найменшої жорсткості в зоні встановлення різця в площині, перпендикулярній до осі борштанги. Це призводить до суттєвого впливу координатного зв'язку на збільшення амплітуд автоколивань консольної частини борштанги при різанні і зниження режимів вібростійкого різання.

З метою зменшення впливу координатного зв'язку на вібростійкість при обробці консольними борштангами запропоновано використати результати теоретичних досліджень, а саме те, що найбільш вібростійкою при різанні є пружна система інструменту, у якій кут β розвороту головних осей жорсткості дорівнює половині кута напрямку дії сили різання P , а саме $\beta = \alpha/2$. Крім того, для збільшення граничної ширини зрізу b при обробці нежорстким консольним інструментальним оснащенням рекомендовано забезпечити співвідношення жорсткостей оснащення за напрямками головних осей координат $c_1/c_2 \approx 0.7$, або $c_1/c_2 \approx 1.4$ при зміні напрямку головних осей жорсткості на 90° [3].





д, е)

Рис. 3. Твердотільні моделі розточувальних борштанг:

а – базова (штатна) борштанга; *б* – борштанга з ребром жорсткості; *в* – борштанга з ребром жорсткості та 2-ма отворами діаметра 10 мм і глибиною 160 мм; *г* – борштанга з вирізом;

д – борштанга з 2-ма отворами діаметра 10 мм і глибиною 80 мм;

е – борштанга з 2-ма отворами діаметра 10 мм і глибиною 160 мм

Ці положення теоретичних досліджень використані в запропонованих конструкціях борштанг, загальний вигляд яких наведений на рисунку 3. На консольній частині борштанги, що за розмірами повністю аналогічна штатній (рис. 3, *а*) конструкції верстата було зроблено декілька різних модернізацій, кутове положення яких відносно поверхонь для базування різця дозволяють виконати вищенаведені теоретичні положення. Для підтвердження цього проведені порівняльні розрахунки статичних характеристик декількох конструкцій борштанг, що наведені нижче. Для визначення радіальної жорсткості консольних частин борштанг на базі їх твердотільних моделей створено розрахункові моделі для дослідження з використанням методу скінченних елементів. В результаті виконаних розрахунків отримано колові діаграми деформацій консольних частин різних за формою борштанг в точці прикладання сили різання, що наведені нижче. В результаті виконаних розрахунків різних конструкцій борштанг отримано значення деформацій їх консольних частин при навантаженні в точці прикладання сили різання через кожні 15° (напрямки 1–24 в площині ZOY) відповідно до яких побудовані діаграми деформацій, що наведено на рисунку 4.

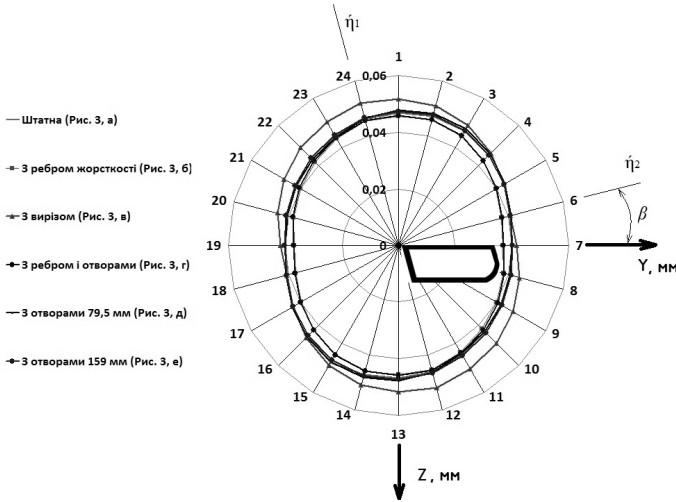


Рис. 4. Колові діаграми деформацій консольних частин борштанг в точці прикладання сили різання P на вершині різця від навантаження силою 1000 Н

Виконані розрахунки дозволили визначити жорсткість консольних частин борштанг та порівняти їх зі штатною. Значення співвідношень жорсткостей в напрямках дії складових P_x та P_y сили різання занесені до таблиці 1.

Таблиця 1
Значення співвідношень жорсткостей консольної частини борштанг

Конструкції борштанг	C_z , Н/мкм	C_y , Н/мкм	C_{\max}/C_{\min}	β°
Штатна (рис. 3, а)	21,12	25,01	1,18	1,5–2
3 ребром жорсткості (рис. 3, б)	21,9	27,2	1,24	2–3
3 ребром і отворами (рис. 3, в)	21,9	26,9	1,23	3
3 вирізом (рис. 3, г)	19,3	24,4	1,26	13–14
3 отворами 79,5 мм (рис. 3, д)	20,73	25,04	1,21	3
3 отворами 159 мм (рис. 3, е)	19,3	24,44	1,27	3–4

В результаті проведених досліджень отримано ряд співвідношень жорсткостей різних за конструкцією борштанг, значення яких проілюстровані на діаграмі (рис. 5).

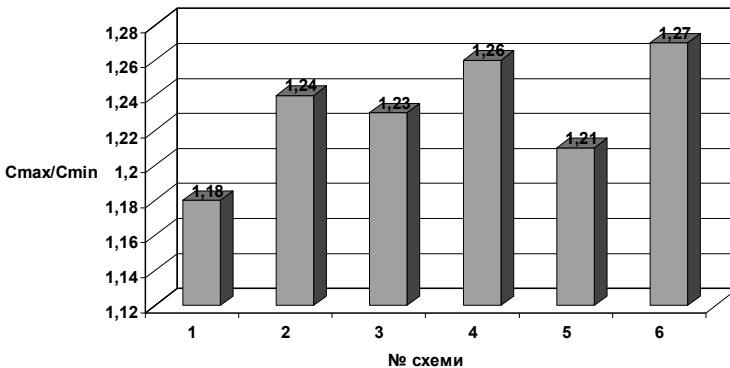


Рис. 5. Діаграма співвідношень максимальної та мінімальної жорсткостей (C_{max}/C_{min}) консольної частини борштанги за схемами:

1 – рис. 3, а; 2 – рис. 3, б; 3 – рис. 3, в; 4 – рис. 3, г; 5 – рис. 3, д;
6 – рис. 3, е.

Висновки. Таким чином, за результатами виконаних досліджень можна зробити висновки: конструкція борштанги з вирізом (рис. 3, г) дозволила наблизити кут розвороту β головних осей жорсткості пружної системи різець–супорт до очікуваного значення $a/2 \sim 15^\circ$ за рахунок незначного зниження жорсткості; використання додаткового ребра на поверхні борштанги (рис. 3, б) дозволило підвищити жорсткість її консольної частини по відношенню до штатної конструкції (рис. 3, а), але при цьому кут розвороту β головних осей жорсткості пружної змінився несуттєво; використання отворів для зміни співвідношення жорсткостей за напрямком головних осей координат не дало очікуваних результатів (рис. 3, д, е); використання комбінації різних методів зміни форми поперечного перерізу консольної частини борштанги дає можливість досягти потрібного співвідношення жорсткостей її консольної частини та кута розвороту головних осей координат, що є одним з ефективних методів підвищення вібростійкості розточувальних операцій при обробці нежорстким консольним інструментом.

ЛІТЕРАТУРА:

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

2. Орликов М.Л. Динамика станков : учеб. пособие / М.Л. Орликов. – 2-е изд. перераб. и доп. – К. : Выща школа, 1989. – 272 с.
3. Шевченко О.В. Визначення частотних характеристик різцетримачів з пружними напрямними / О.В. Шевченко // Прогресивні технології і системи машинобудування : міжнар. збірник наук. праць. – Донецьк : ДонНТУ, 2006. – Вип. 32. – С. 250–257.
4. Адаптивное управление точностью обработки : обзор / А.С. Колтышев, Г.А. Кухарев, Я.С. Лившиц и др. ; под ред. М.С. Невельсона. – М. : НииМаш, 1975. – 136 с.
5. Адаптивные системы управления металлорежущими станками : мат. научн.-технич. совещания / под ред. А.Е. Кобринского. – М. : НииМаш, 1971. – 208 с.

ШЕВЧЕНКО Олександр Віталійович – професор кафедри конструювання верстатів і машин Національного технічного університету України „КПІ”.

Наукові інтереси:

- розробка основ проектування інструментального оснащення з пружними напрямними та орієнтованою жорсткістю для мікрорегулювання різального інструменту;
- дроблення стружки в процесі різання та зменшення інтенсивності автоколивань.

ЯШНИК Антон Володимирович – аспірант кафедри конструювання верстатів і машин Національного технічного університету України „КПІ”.

Наукові інтереси:

- дослідження інструментального оснащення з орієнтованою жорсткістю процесів різання та зменшення інтенсивності автоколивань.

Подано 02.06.2011