

ПРОЕКТУВАННЯ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ТЕХНОЛОГІЧНИХ КОМПЛЕКСІВ

УДК 621.941

Шевченко О.В., д.т.н., проф., Яшник А.В., м.н.с.

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»

ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРОСТІЙКОСТІ КОНСОЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТУ ПРИ РОЗТОЧУВАННІ НА ТОКАРНИХ ВЕРСТАТАХ

В статті розглянуто напрямки підвищення вібростійкості розточувальних борштанг при токарній обробці. Для теоретичного аналізу коливальних процесів при обробці консольним інструментом розроблено принципову схему домінуючої коливальної системи процесу розточування та побудовано математичну модель замкненої динамічної системи верстата, що дозволяє визначити вплив конструктивних параметрів консольних борштанг на вібростійкість процесу розточування. Експериментальні дослідження динамічних характеристик борштанг здійснюються на стенді, що дає можливість визначити частотні характеристики в пружній системі інструменту методом гармонічного збурення. Забезпечення умов вібростійкої обробки на верстатах консольним інструментом може здійснюватись шляхом раціонального вибору його конструктивних параметрів з врахуванням відповідної орієнтації головних осей жорсткості пружної системи інструменту по відношенню до напрямку дії сили різання та вибором раціонального співвідношення жорсткостей оснащення за цими осями.

Токарна обробка, консольна борштанга, орієнтована жорсткість, процес розточування.

Постановка проблеми. Одним з розповсюджених видів обробки на токарних верстатах є обробка нежорстким консольним інструментальним оснащенням, до якого відносяться оправки, різцетримачі, борштанги та ін. Особливістю обробки консольним інструментом є легкість виникнення вібрацій при різанні, що знижує точність, якість та продуктивність обробки деталей, обмежує технологічні можливості верстатів.

Аналіз попередніх досліджень. При токарній обробці нежорстким консольним інструментом боротьба з шкідливими коливаннями є особливо актуальною. До виникнення шкідливих вібрацій найбільше схильна консольна борштанга, як найменш жорстка ланка технологічної системи верстата. Борштанга в процесі розточування здійснює поздовжні, поперечні та крутильні коливання, що мають домінуючий вплив на рівень відносних коливань між інструментом і деталлю. Зниження рівня інтенсивності коливань консольних борштанг є одним із важливих шляхів підвищення продуктивності, точності та якості оброблених поверхонь.

Коливання, які виникають при різанні достатньо жорстким інструментом, визначаються властивостями всієї багатоконтурної пружної системи верстата. У випадку обробки борштангами рівень коливань інструменту визначається жорсткістю та коливаннями самої борштанги, а втрата вібростійкості виникає в основному на формі її коливань.

Основними причинами виникнення автоколивань при різанні є [1, 2, 3]: - нелінійність 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.

Підвищення вібростійкості процесу розточування може здійснюватись за рахунок підвищення жорсткості та демпфірування шляхом зміни конструктивних параметрів борштанг, відповідною орієнтацією головних осей жорсткості пружної підсистеми інструменту по відношенню до напрямку дії сили різання та вибором раціонального співвідношення жорсткостей за цими осями.

Мета роботи. Метою роботи є підвищення вібростійкості процесу розточування на токарних верстатах шляхом теоретичного та експериментального дослідження статичних та динамічних характеристик борштанг і визначення на основі отриманих результатів напрямків підвищення режимів вібростійкого розточування.

Основний зміст та результати роботи. Однією з основних причиною виникнення автоколивань при різанні є зміна площі зрізу та сили різання внаслідок відносного коливального руху інструменту і оброблюваної деталі [1, 2]. Найбільші зміни площі зрізу виникають при переміщенні інструменту в напрямку, нормальному до поверхні різання. Для теоретичного аналізу коливальних процесів при обробці консольними борштангами розроблено принципову схему домінуючої коливальної системи процесу розточування (рис. 1).

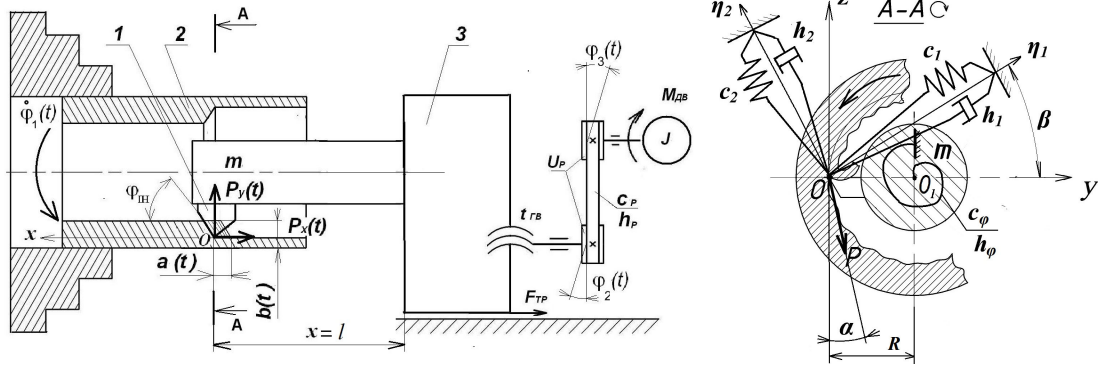


Рис. 1. Принципова схема процесу розточування

При побудові математичної моделі прийняті наступні допущення: - у якості домінуючої коливальної системи розглядається консольна борштанга з різцем 1, встановлена без обертання в інструментальному отворі револьверної головки 3 верстата і здійснює обробку деталі 2; - модель побудована з використанням головних координат, що дозволяє повністю розділити змінні, які визначають рух інструменту в довільній площині uOz ; - 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 uOz . На масу m діє сила різання $P(t)$, прикладена до вершини різця. Модель пружної системи інструменту представлена як система з трьома 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 α до осі Oz , а головні координати $O\eta_1$ і $O\eta_2$ розвернуті під кутом β до довільних координат Oy і Oz .

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

$$\begin{cases} m \cdot \ddot{\eta}_1 + h_1 \cdot \dot{\eta}_1 + c_1 \cdot \eta_1 = P(t) \cdot \sin(\beta - \alpha) \\ m \cdot \ddot{\eta}_2 + h_2 \cdot \dot{\eta}_2 + c_2 \cdot \eta_2 = -P(t) \cdot \cos(\beta - \alpha) \\ J \cdot \ddot{\varphi} + h_\varphi \cdot \dot{\varphi} + c_\varphi \cdot \varphi = P(t) \cdot \cos \alpha \cdot R \end{cases} \quad (1)$$

де: m , J - приведена маса та момент інерції 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 $O\eta_2$, приведені коефіцієнти крутильної жорсткості c_φ та демпфірування h_φ навколо осі x , R – поточний радіус обробки.

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

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

де φ – кут повороту борштанги навколо осі x від навантаження моментом сили різання $P(t)$ в т. O .

Сила різання $P(t)$ представляється у вигляді [4]:

$$P(t) = K_{num} a(t) \cdot b(t), \quad (3)$$

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 σ_0 - умовне напруження, ξ - усадка стружки.

Поточне значення приведеної товщини зрізу $a(t)$ можна визначити, якщо величину швидкості $\dot{x}(t)$ переміщення борштанги (m) в напрямку поздовжньої подачі поділити на частоту обертання деталі $\dot{\phi}_1(t)$. 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 товщини зрізу у вигляді:

$$a(t) = \frac{\dot{x}(t)}{\dot{\phi}_1(t)} \cdot 2\pi . \quad (4)$$

Поточне значення глибини різання визначається складовими:

$$b(t) = b_0 + \Delta_y(t) + e \cdot \sin \phi(t) , \quad (5)$$

де b_0 – задана глибина різання; e – ексцентриситет заготовки; $\Delta_y(t)$ - складова, обумовлена відносними пружними деформаціями пружних систем інструменту та деталі вздовж осі Oy під дією сили різання $P(t)$.

У якості координати, що визначає поступальний рух системи від положення статичної рівноваги, для маси m прийнято координату Ox . У якості узагальнених координат для обертальної частини приводу подачі вибрано кут повороту ходового гвинта $\phi_2(t)$ з кроком $t_{ГВ}$ та кут повороту ротора двигуна $\phi_3(t)$ з моментом інерції J , приведений до ходового гвинта множенням на величину передаточного відношення пасової передачі U_p з параметрами демпфірування h_p та жорсткості c_p . На систему приводу діють обертаючий момент електродвигуна $M_{ДВ}(t)$, осьова $P_x(t)$ та радіальна $P_y(t)$ складові сили різання $P(t)$, а також сумарна сила тертя $F_{Тр}$. Сили тертя в приводі обумовлені тертям в напрямних полозків супорта, гвинтовій парі та ущільненнях ходового гвинта.

За базовими виразами (1-5) з використанням пакету Matlab Simulink побудована математична модель динамічної системи процесу розточування, що дозволяє визначити вплив конструктивних параметрів консольних борштанг на вібростійкість процесу розточування.

Для визначення частотних характеристик інструментального оснащення використано систему рівнянь (1). Якщо на систему (1) діє збурююча сила довільного виду $P(t) = P \cdot e^{i\omega t} = P(\cos\omega t + \sin\omega t)$, де ω – кругова частота збурюючої сили, то розглядаючи тільки усталені вимушені коливання, рішення системи рівнянь (1) без врахування рівняння крутильних коливань, яке діє в системі опосередковано через коливання кута повороту головних осей жорсткості, в комплексній формі будуть мати вигляд:

$$\eta_1 = A_1 \cdot e^{i(\omega t + \varphi)} ; \eta_2 = A_2 \cdot e^{i(\omega t + \varphi)} \quad (6)$$

Після підстановки в рівняння (1) значень η_1 та η_2 , що отримані із системи (2) з врахуванням форми рішення (6), отримуємо передаточну функцію пружної системи борштанги у вигляді:

$$W_{ПС} = \frac{y}{P} = W_1(i\omega) \cdot \cos(\beta + \varphi) - W_2(i\omega) \cdot \sin(\beta + \varphi) , \quad (7)$$

де $W_1 = \frac{\eta_1(i\omega)}{P(t)}$ і $W_2 = \frac{\eta_2(i\omega)}{P(t)}$.

За виразом (7) може бути проаналізований вплив конструктивних параметрів борштанги та кута розвороту головних осей жорсткості пружної інструменту на частотні характеристики передаточної функції $W_{ПС}$. Для графічного представлення результатів аналізу у вигляді амплітудно-, фазово- та амплітудно-фазово-частотних характеристик (АЧХ, ФЧХ та АФЧХ) розроблено математичну модель, яка реалізована з використанням пакету Matlab Simulink.

Для дослідження впливу процесу різання на характеристики еквівалентної пружної системи верстата використано залежність:

$$W_{роз} (i\omega) = W_{ПС} (i\omega) \cdot W_{ІР} (i\omega) , \quad (8)$$

де $W_{ІР}(i\omega)$ - передаточна характеристика процесу різання. Для побудови АФЧХ процесу різання отримано вираз $W_{ІР}(i\omega)$ у частотній формі:

$$W_{ІР}(i\omega) = \frac{K_{num} \cdot b}{1 + T_p^2 \omega^2} - i \frac{K_{num} \cdot b \cdot T_p \omega}{1 + T_p^2 \omega^2} . \quad (9)$$

При перемноженні комплексних виразів передаточних функцій $W_{ПС}(i\omega)$ (7) та $W_{ПР}(i\omega)$ (9) за виразом (8), амплітуди розімкнутої динамічної системи змінюються за величиною та отримують додатковий фазовий поворот. Якщо АФЧХ кожного з елементів системи $W_{ПС}(i\omega)$ та $W_{ПР}(i\omega)$ не перетинають від'ємну частину дійсної осі, то АФЧХ розімкнутої системи $W_{РОЗ}(i\omega)$ може її перетинати, викликаючи втрату вібростійкості системи. Таким чином, за виразом (8) для передаточної функції розімкнутої динамічної системи $W_{РОЗ}(i\omega)$ може бути розраховано залежність запасу сталості пружної системи інструменту за критерієм Найквіста в першу чергу від конструктивних параметрів борштанги таких, як її геометричні розміри, співвідношення жорсткостей за напрямками головних осей координат, коефіцієнтів демпфірування та кута β . 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 пружна система від межі втрати сталості.

На рис. 2 наведено приклад результатів розрахунку запасу сталості пружної системи інструменту за амплітудою від вильоту консольної частини борштанги діаметром 30 мм та параметрів режиму різання.

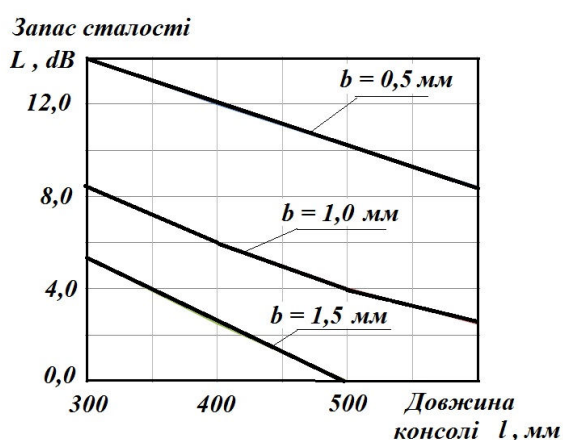


Рис. 2. Залежності запасу сталості по амплітуді L пружної системи інструменту від довжини консольної частини борштанги l та глибини різання b

Наведені розрахункові значення запасу сталості по амплітуді (рис. 2), отримані за виразом (8) для передаточної функції розімкнутої динамічної системи $W_{РОЗ}(i\omega)$ при наступних прийнятих початкових параметрах: питома сила різання $K_{num} = 2,3 \cdot 10^9$ Н/м²; швидкість різання $V = 100$ м/хв.; товщина зрізу $a = 0,1$ мм; співвідношення коефіцієнтів приведеної жорсткості борштанги $c_2/c_1 = 0,7$, кути $\alpha = 30^\circ$ і $\beta = 15^\circ$. За результатами попередніх досліджень [6] встановлено, що найбільші сталіми при різанні є пружні системи інструменту, у яких виконується умова $\beta = \alpha/2$ при співвідношеннях приведених жорсткостей в напрямках головних осей координат $c_{min}/c_{max} \approx 0,7$.

Запас сталості за амплітудою L (dB) визначається за виразом [5]:

$$L = 20 \lg \frac{1}{H} \text{ (dB)} \quad , \quad (10)$$

де H - відрізок дійсної осі, що є відстанню між початком координат та найближчою до точки $(-1; i0)$ точки перетину годографу АФЧХ з дійсною віссю. Для систем металорізальних верстатів необхідно, щоб $L \geq 8 \div 12$ (dB).

Для визначення коефіцієнтів математичної моделі та експериментального дослідження динамічних характеристик консольного інструменту запропоновано комплекс засобів, що реалізований у вигляді стенду на базі токарного верстата. Стенд дає можливість визначити АФЧХ в пружній системі інструменту методом гармонічного збурення в діапазоні частот 30-1800 Гц.

До складу стенду входять: безконтактний електромагнітний вібратор для збурення гармонічних коливань в пружній системі, прилади живлення вібратора змінною та постійною напругою, вібровимірювальна та реєструюча апаратура для визначення параметрів коливань.

На рис. 3 приведено траєкторії коливань вісі борштанги в площині uOz внаслідок імпульсного силового впливу, що отримані з використанням вібровимірювальних приладів стенду

та програми PowerGraph. Порівняння коливань штатної борштанги (рис. 3, а) та борштанги з орієнтованою жорсткістю (рис.3, б) в площині uOz показує на вплив конструкції з орієнтованою жорсткістю на зміну траєкторій руху осі борштанги. Таким чином, за рахунок відповідної зміни конструктивних параметрів консольної частини борштанги можна встановити такий напрямок коливань вершини різця при різанні, при якому будуть забезпечені найбільш сприятливі умови для вібростійкої обробки.

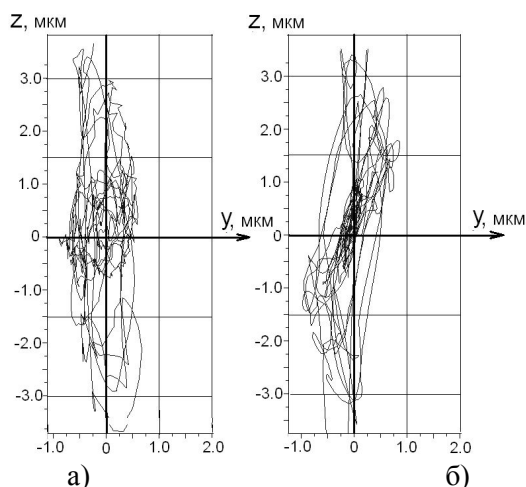


Рис. 5. Експериментальні траєкторії коливань циліндричної борштанги (а) та борштанги з орієнтованою жорсткістю (б) в площині uOz внаслідок імпульсного силового впливу в напрямку осі Oz

Висновки. Забезпечення умов вібростійкої обробки на верстатах, що працюють консольним інструментом, може здійснюватись шляхом раціонального вибору конструктивних параметрів консольної частини з врахуванням відповідної орієнтації головних осей жорсткості пружної системи по відношенню до напрямку дії сили різання та вибором раціонального співвідношення жорсткостей оснащення за головними осями жорсткості.

На основі аналізу АФЧХ передаточної функції розімкненої динамічної системи верстата за критерієм Найквіста визначено вплив конструктивних параметрів консольної частини борштанги на запас сталості по амплітуді пружної системи інструменту. Підтверджено, що найбільш сталими при розточуванні є пружні системи інструменту у яких виконується умова $\beta = \alpha/2$ при співвідношеннях жорсткостей в напрямках головних осей координат $c_{\min}/c_{\max} \approx 0,7$.

Розроблений стенд дозволяє проводити статичні та динамічні випробування консольного інструменту типу борштанги, дає можливість порівнювати їх за вібростійкістю та динамічною жорсткістю та отримувати вихідну інформацію для подальшого моделювання і вдосконалення конструкцій борштанг в напрямку підвищення режимів вібростійкого розточування.

1. Жарков И.Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1986. – 184с.
2. Кудинов В.А. Динамика станков.-М.: Машиностроение, 1967. – 360с.
3. Орликов М.Л. Динамика станков: Учеб. пособие для вузов. – 2-е изд. перераб. и доп. – Киев: Выща школа, 1989. – 272 с.
4. Кудинов В.А. Автоколебания на низких и высоких частотах (устойчивость движений) при резании // Станки и инструмент. – 1997.– № 2. – С. 16-21.
5. Петраков Ю.В. Автоматичне управління процесами обробки матеріалів різанням: Навчальний посібник. – Київ: УкрНДІАТ, 2003. – 383 с.
6. Шевченко О.В. Методи підвищення сталості процесу різання при токарній обробці нежорстким інструментальним оснащенням. – Машинознавство № 8 (146). – Київ, 2009. – С. 16-23.