

УДК 621.91.01:543.1

ВИКОРИСТАННЯ РІЗЦЕТРИМАЧІВ З ПРУЖНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ОБРОБКИ НА ТОКАРНО-РЕВОЛЬВЕРНИХ ВЕРСТАТАХ

© О. В. Шевченко, к.т.н., доцент, НТУУ «КПІ», Київ, Україна

Эффективным направлением повышения производительности обработки на токарно-револьверных станках является использование резцедержателей на упругих направляющих, которые позволяют повысить точность позиционирования режущего инструмента, обеспечивают возможность вибрационной обработки для дробления стружки в процессе резания, создают условия для повышения устойчивости процесса резания за счет рациональной ориентации главных осей жесткости упругой системы станка.

The questions of simulation of turning process by nonrigid toolholders with elastic plates for positioning of cutters are presented in the paper. Toolholders of such kinds are used for adjustment in a micrometric range of position of cutters, vibrating cutting and change of orientation of the main axes of rigidity of the machine tools.

Постановка проблеми

Серед верстатів токарної групи можна виділити окремі типи верстатів, у яких внаслідок особливостей конструкції корекція положення різального інструменту в процесі обробки не може бути введена приводом подач. Це токарно-револьверні верстати (ТРВ) без проміжного повзуна, одно- та багатошпиндельні токарні автомати [1].

Для вказаних верстатів необхідно передбачити додаткові пристрої, що працюють в мікрометричному діапазоні. У зв'язку з безперервним зростанням вимог до точності малих переміщень звичайні пристрої з використанням традиційних кінематичних ланок часто не забезпечують необхідної точності позиціонування робочих органів верстатів.

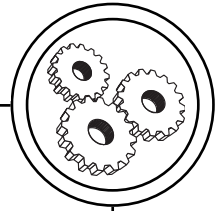
Аналіз попередніх досліджень

Для забезпечення точності малих переміщень в приводах верста-

тів можуть бути використані спеціальні пружні кінематичні пристрої, що виконують функції напрямних та виключають вплив зовнішнього тертя в останній передачі приводу на точність позиціонування [2, 3].

При токарній обробці таких матеріалів, як високолеговані сталі та деякі сплави кольорових металів, стружка має вигляд довгої неперервної стрічки або спіралі, так званої «зливної» стружки. У зв'язку з необхідністю видалення зливної стружки із робочої зони верстата знижується продуктивність праці, а навивання та заплутування стружки на деталі верстата утруднює експлуатацію автоматизованого обладнання. Крім того, наявність зливної стружки є основною причиною травматизму робочих-верстатників.

Вібраційне різання є одним з ефективних та надійних методів дроблення стружки в процесі різання, а використання різцетримачів



на пружних напрямних для дроблення стружки є одним з перспективних напрямків підвищення продуктивності обробки матеріалів [5, 6].

При обробці на металорізальних верстатах, що мають високу жорсткість, за деяких умов роботи в процесі різання можуть виникати автоколивання, які обмежують допустимі режими різання, знижують якість виробів, а інколи призводять до викривлення різальних кромки інструменту [7, 8]. Підвищення вібростійкості процесу різання може бути досягнуте зміною параметрів пружної системи верстата (наприклад, зміною орієнтації головних осей жорсткості верстата) або створенням високого демпфірування за допомогою різцетримачів на пружних напрямних.

Пружні елементи різцетримачів виконують функцію напрямних, чи шарнірів, та з'єднують корпус різцетримача з віджимною частиною з різцем. Найчастіше пружні елементи виконують у вигляді пластин, які разом з віджимною частиною утворюють рамну конструкцію (рис. 1).

Використання різцетримачів з пружними елементами в комплекті інструментального оснащення токарно-револьверних верстатів разом з наданням додаткових переваг у розширенні технологічних можливостей верстатів має ряд особливостей, які можуть суттєво впливати на динамічні характеристики системи, а саме: зменшення жорсткості системи інструменту, зміну її демпфіруючих і частотних характеристик, можливу зміну орієнтації головних осей жорсткості верстата.

Результати проведених досліджень

Аналіз ступеня впливу конструктивних параметрів різцетримачів з пружними напрямними на точність

токарної обробки може бути проведено на математичній моделі, що враховує коливальні процеси в основних вузлах верстата та параметри процесу різання.

Як правило, під час обробки різанням одну із парціальних систем замкненої пружної системи верстата (систему інструменту або систему деталі), що здійснює більш інтенсивні за амплітудою коливання, можна вважати домінуючою системою. Наприклад, під час токарної обробки нежорсткої деталі домінуючою, як правило, є система деталі, а під час розточування довгою борштангою — система інструменту. У цих випадках для аналізу можна використовувати домінуючу коливальну систему, замінивши зв'язок парціальних систем через процес різання в замкненій пружній системі дією сили різання.

При використанні інструментального оснащення з пружними елементами, пружні характеристики якого можна порівняти із пружними характеристиками супортної групи, важко виділити ту із парціальних систем, що здійснює більш інтенсивні коливання в процесі різання.

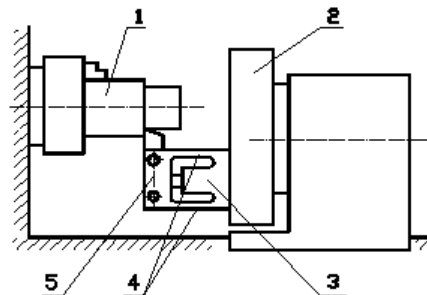
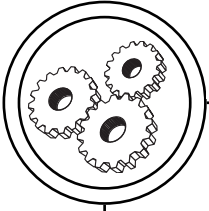


Рис. 1. Схеми токарної обробки різцетримачем з пружними елементами, де: 1 — деталь, що оброблюється; 2 — револьверна головка; 3 — корпус різцетримача; 4 — пружні елементи; 5 — віджимна частина з різцем



Тому для аналізу впливу цього оснащення на інтенсивність відносних коливань інструменту і деталі необхідно розглядати обидві парціальні системи, що зв'язані через процес різання і утворюють єдину замкнену пружну систему верстата.

У загальному випадку процес токарної обробки представляє собою тримірну задачу. Кожна із парціальних пружних систем верстата, система інструменту та система деталі мають просторову орієнтацію головних осей жорсткості із відповідними пружними властивостями в головних напрямках. Зв'язок між парціальними системами здійснюється через силу різання, яка також має просторову направленість. Орієнтація головних осей жорсткості не співпадає ні з одним із напрямків, на які традиційно розкладається сила різання \vec{P} під час точіння, а саме: осьову P_x , радіальну P_y та тангенціальну P_z складові.

Але для більшості реальних динамічних систем токарних верстатів домінуючими є поперечні коливання в площині uOz , що визначена в даних дослідження системою координат інструменту. Це пов'язано з тим, що жорсткість парціальних систем уздовж осі X значно, в деяких випадках на порядок, вища жорсткості вздовж осей O_y та O_z . Крім того, складова сили різання P_x у більшості випадків менша за інші складові. У зв'язку із цим при моделюванні автоколивальних рухів систем інструменту і деталі можна обмежитись розглядом плоскої задачі у двомірному наближенні.

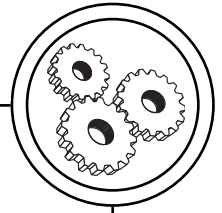
Відомо, що основним фактором, що впливає на періодичну зміну сили різання, є зміна площі зрізу при відносних переміщеннях інструмента та деталі [7, 9]. Найбільші зміни площі зрізу виникають при переміщенні інструменту в на-

прямку, нормальному до поверхні різання. Крім того, при автоколиваннях рух парціальних систем протікає траєкторіями, що за формою являють собою викривлений еліпс, який змінюється у часі. Такі відносні рухи систем інструменту і деталі викликають значні зміни площі зрізу. Враховуючи це, зміну площі зрізу можна взяти за основу для аналізу впливу динамічних характеристик пружної системи і окремих вузлів верстата на точність обробки.

Структурно представимо динамічну модель верстата у вигляді ланцюгової динамічної схеми, що складається з ряду зосереджених мас, з'єднаних умовно невагомими ланками з пружними і дисипативними властивостями. Динамічну модель доцільно будувати при використанні головних координат, що дозволяє повністю розділити змінні, які визначають рух інструменту і деталі в довільній у площині uOz .

Для математичного опису пружної системи верстата у відносному русі інструменту і деталі виділимо в його технологічній системі підсистеми, що здійснюють домінуючий вплив на точність обробки деталей, а саме: підсистему різець-супорт та підсистему шпindel-патрон-деталь. Моделі кожної із цих підсистем будемо розглядати як системи з орієнтованими осями жорсткості і об'єднаємо в одну комплексну математичну модель, схема якої наведена на рис. 2.

Розрахункову схему пружної підсистеми різець-супорт представимо у вигляді двох зосереджених зведених мас різцетримача m_4 та супорта m_5 , що зв'язані між собою і базою верстата ланками з пружними і дисипативними властивостями, орієнтованими під кутом β_4 до системи координат $y'O'z'$. На



масу m_4 діє сила різання $P(t)$, прикладена до вершини різця. Припускається, що маси рухаються тільки в напрямках головних осей координат $O'\eta'_1$ і $O'\eta'_2$.

Як координати, що визначають рух системи від положення статичної рівноваги (деформації пружних ланок відсутні), візьмемо для маси m_4 координати η_{41} та η_{42} , а для маси m_5 координати η_{51} та η_{52} . У підсистемі для пружних і дисипативних ланок враховуються сумарні зведені коефіцієнти демпфірування і жорсткості h_{41} , h_{42} і c_{41} , c_{42} та h_{51} , h_{52} і c_{51} , c_{52} відповідно до різцетримача (m_4) та супорта (m_5) в напрямках головних осей координат $O'\eta'_1$ і $O'\eta'_2$.

Розрахункову схему пружної підсистеми шпindel-патрон-деталь представимо у вигляді зосередженої зведеної маси підсистеми m_3 , що зв'язана між собою і базою верстата ланками з пружними і дисипативними властивостями, орієнтованими під кутом β_3 до системи координат $y''O''z''$. У підсистемі для пружних і дисипативних ланок враховуються сумарні зведені коефіцієнти демпфірування і жорсткості h_{31} , h_{32} і c_{31} , c_{32} в головній системі координат $\eta''_1O''\eta''_2$.

Припускається, що маса рухається тільки в напрямках головних осей координат $O''\eta''_1$ і $O''\eta''_2$. На масу m_3 діє сила різання $P'(t)$, прикладена до осі деталі, що є парною до сили різання $P(t)$. Парність сил визначається тим, що для загальної пружної системи верстата сила різання є внутрішньою.

Сила різання $P(t)$ діє в координатній системі $y'O'z'$ під кутом α та знаходиться під кутом γ' до осі координат $O'\eta'_1$. Відповідно парна сила $P'(t)$ знаходиться під кутом γ'' до осі координат $O''\eta''_1$.

Підсистема різець-супорт має чотири ступеня свободи, оскільки положення кожної маси m_4 та m_5 в координатній системі $y'O'z'$ характеризується двома незалежними координатами (див. рис. 2).

Узагальнені сили в цій підсистемі зумовлені силовим збудженням від процесу різання, дією пружних сил і сил в'язкого тертя на маси m_4 та m_5 . Силу різання $P(t)$, прикладену до маси m_4 , розділимо на складові, спроектувавши на осі координат $O'\eta'_1$ і $O'\eta'_2$, тобто:

$$\begin{aligned} P_{\eta'_1}(t) &= P(t)\sin(\beta_4 - \alpha), \text{ а} \\ P_{\eta'_2}(t) &= P(t)\cos(\beta_4 - \alpha). \end{aligned} \quad (1)$$

Для складання диференціальних рівнянь руху підсистеми різець-супорт використаємо рівняння Лагранжа другого роду для консервативної системи, що має вигляд [10]:

$$\Pi = \frac{1}{2}c_5\eta_5^2 + \frac{1}{2}c_4(\eta_4 - \eta_5)^2. \quad (2)$$

де T та Π — кінетична та потенціальна енергії системи; η_j — узагальнені координати, що для даної підсистеми визначені осями координат $O'\eta'_1$ і $O'\eta'_2$, а для мас m_4 та m_5 визначаються координатами η_4 та η_5 .

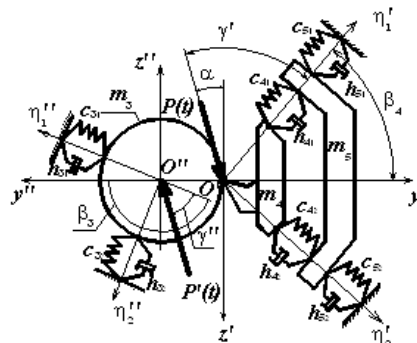
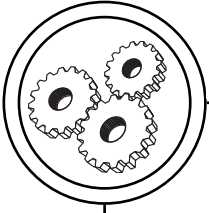


Рис. 2. Розрахункова схема пружної системи токарного верстата в площині yOz , де координатна система $y'O'z'$ належить підсистемі різець-супорт, а $y''O''z''$ — підсистемі шпindel-патрон-деталь



Пружні властивості пружних ланок системи пропорційні для c_5 зміщенню η_5 відносно бази, а для c_4 — зміщенню $(\eta_4 - \eta_5)$, тому потенціальна енергія підсистеми визначається за формулою:

$$\Pi = \frac{1}{2} c_5 \eta_5^2 + \frac{1}{2} c_4 (\eta_4 - \eta_5)^2. \quad (3)$$

Сили в'язкого тертя діють одночасно із силами пружності, пропорційні відносним швидкостям $\dot{\eta}_4$ і $(\dot{\eta}_4 - \dot{\eta}_5)$ та визначаються за формулами:

$$F_{4mp} = -h_4(\dot{\eta}_4 - \dot{\eta}_5), \text{ та} \\ F_{5mp} = -h_5\dot{\eta}_5 + h_4(\dot{\eta}_4 - \dot{\eta}_5). \quad (4)$$

Кінетична енергія підсистеми визначається за формулою:

$$T = T_4 + T_5 = \frac{1}{2} m_4 \dot{\eta}_4^2 + \frac{1}{2} m_5 \dot{\eta}_5^2. \quad (5)$$

Знайшовши частинні похідні від потенціальної (3) та кінетичної (5) енергій та підставивши їх значення разом із силою різання (1) та силами в'язкого тертя (4) у рівняння Лагранжа другого роду (2), отримаємо систему рівнянь коливальних рухів підсистеми різець-супорт у головній системі координат $\eta'_1, O'\eta'_2$:

$$\begin{cases} m_4 \ddot{\eta}_{4_1} + h_4 (\dot{\eta}_{4_1} - \dot{\eta}_{5_1}) + c_4 (\eta_{4_1} - \eta_{5_1}) = \\ = P(t) \sin(\beta_4 - \alpha) \\ m_5 \ddot{\eta}_{5_1} + (h_4 + h_5) \dot{\eta}_{5_1} + (c_4 + c_5) \eta_{5_1} - \\ - h_4 \dot{\eta}_{4_1} - c_4 \eta_{4_1} = 0 \\ m_4 \ddot{\eta}_{4_2} + h_4 (\dot{\eta}_{4_2} - \dot{\eta}_{5_2}) + c_4 (\eta_{4_2} - \eta_{5_2}) = \\ = P(t) \cos(\beta_4 - \alpha) \\ m_5 \ddot{\eta}_{5_2} + (h_4 + h_5) \dot{\eta}_{5_2} + (c_4 + c_5) \eta_{5_2} - \\ - h_4 \dot{\eta}_{4_2} - c_4 \eta_{4_2} = 0, \end{cases} \quad (6)$$

де координати η_{4_1}, η_{5_1} та η_{4_2}, η_{5_2} — визначають рух мас m_4 та m_5 у напрямку осей $O'\eta'_1$ і $O'\eta'_2$.

Система рівнянь (6) описує вимушені коливання мас m_4 та m_5 у

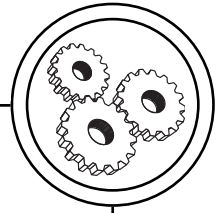
напрямку осей $O'\eta'_1$ і $O'\eta'_2$ з урахуванням в'язкого тертя. У випадку, коли коефіцієнти демпфірування мають додатні значення, підсистема різець-супорт буде розглядатися як пасивна із звичайним тертям, при якому сила тертя направлена проти руху підсистеми. Для того, щоб підсистема різець-супорт була активною і в ній моделювалась енергія самозбудження, що є джерелом автоколиваний, необхідно, крім направленої проти руху (проти швидкості) сили тертя, врахувати силу тертя, що направлена в напрямку руху системи. Цю силу називають від'ємним тертям, або прискорювальною силою.

Використовуючи вираз $(h - H)\dot{z}$ як узагальнену характеристику непружного опору та враховуючи, що однією із причин виникнення автоколиваний є нелінійна залежність сили різання від швидкості, перетворимо систему рівнянь (6) до такого вигляду:

$$\begin{cases} m_4 \ddot{\eta}_{4_1} - (h_4 - H_4) \dot{\eta}_{4_1} - h_4 \dot{\eta}_{5_1} + \\ + c_4 (\eta_{4_1} - \eta_{5_1}) = P(t) \sin(\beta_4 - \alpha) \\ m_5 \ddot{\eta}_{5_1} + (h_4 + h_5) \dot{\eta}_{5_1} + (c_4 + c_5) \eta_{5_1} - \\ - h_4 \dot{\eta}_{4_1} - c_4 \eta_{4_1} = 0 \\ m_4 \ddot{\eta}_{4_2} - (h_4 - H_4) \dot{\eta}_{4_2} - h_4 \dot{\eta}_{5_2} + \\ + c_4 (\eta_{4_2} - \eta_{5_2}) = P(t) \cos(\beta_4 - \alpha) \\ m_5 \ddot{\eta}_{5_2} + (h_4 + h_5) \dot{\eta}_{5_2} + (c_4 + c_5) \eta_{5_2} - \\ - h_4 \dot{\eta}_{4_2} - c_4 \eta_{4_2} = 0, \end{cases} \quad (7)$$

де сила тертя визначається за виразом: $F_{4mp} = -(h_4 - H_4) \dot{\eta}_{4_1} + h_4 \dot{\eta}_{5_1}$, що представляє собою нелінійну залежність сили тертя з від'ємним в'язким тертям (результат надходження енергії в систему) та додатнім тертям, на подолання якого витрачається енергія;

$H_4 = \left| \frac{\partial P}{\partial V} \right|$ — крутизна характеристики сили різання по швидкості V .



Зв'язок між довільною системою координат $y'O'z'$ та головною системою координат $\eta''_1O''\eta''_2$ для підсистеми різець-супорт визначається виразом:

$$\begin{aligned} y'_4 &= \eta_{41} \cos \beta_4 + \eta_{42} \sin \beta_4; \\ z'_4 &= -\eta_{41} \sin \beta_4 + \eta_{42} \cos \beta_4 \end{aligned} \quad (8)$$

де кут β_4 визначає орієнтацію головних осей жорсткості $O''\eta''_1$ та $O''\eta''_2$ підсистеми різець-супорт з координатною системою $y'O'z'$.

У відповідності до рис. 2, математична модель підсистеми шпиндель-патрон-деталь може бути представлена як одномасова система з двома ступенями свободи, що побудована у головних координатах $\eta''_1O''\eta''_2$.

Узагальнені сили в цій підсистемі зумовлені силовим збудженням від парної сили $P'(t)$, що знаходиться під кутом γ'' до осі координат $O''\eta''_1$, дією пружних сил і сил в'язкого тертя на масу m_3 . Силу різання $P'(t)$, прикладену до маси m_3 , розділимо на складові, спроектувавши на осі координат $O''\eta''_1$ і $O''\eta''_2$, тобто:

$$\begin{aligned} P''_{\eta''_1}(t) &= P'(t) \sin(\beta_3 - \alpha), \text{ а} \\ P''_{\eta''_2}(t) &= P'(t) \cos(\beta_3 - \alpha). \end{aligned} \quad (9)$$

Використовуючи рівняння Лагранжа другого роду за методикою, що наведена в розділі 3.1, або вираз (1.3.6), та враховуючи (3.8), отримаємо математичну модель підсистеми у вигляді:

$$\begin{cases} m_3 \ddot{\eta}_{31} + h_{31} \dot{\eta}_{31} + c_{31}(t) \eta_{31} = \\ = P'(t) \sin(\beta_3 - \alpha) \\ m_3 \ddot{\eta}_{32} + h_{32} \dot{\eta}_{32} + c_{32}(t) \eta_{32} = \\ = P'(t) \cos(\beta_3 - \alpha), \end{cases} \quad (10)$$

де координати η_{31} , η_{32} визначають рух маси m_3 в напрямку осей $O''\eta''_1$ і $O''\eta''_2$; $c_{31}(t)$ та $c_{32}(t)$ — коефіцієнти радіальної жорсткості підсистеми в напрямку $O''\eta''_1$ і $O''\eta''_2$, які є функціями часу.

Перемінність у часі коефіцієнтів радіальної жорсткості пов'язана з тим, що радіальні переміщення деталі, закріпленої в затискному (трикулачковому) патроні, при радіальному навантаженні мають різні значення при різній кутовій координаті. Через це величина радіальної, чи кругової, жорсткості є змінною. Така нерівномірність кругової жорсткості впливає на точність обробки деталей як за розміром, так і за формою і є однією з причин виникнення параметричних коливань у підсистемі шпиндель—патрон—деталь.

У системі рівнянь (10) коефіцієнти $c_{31}(t)$ та $c_{32}(t)$ можуть бути представлені у вигляді [9]: $c_{31}(t) = c_{31} + \Delta c \sin \omega_c t$ та $c_{32}(t) = c_{32} + \Delta c \cos \omega_c t$, де Δc — амплітудне значення величини зміни жорсткості підсистеми патрон—деталь; ω_c — кругова частота зміни жорсткості (для трикулачкового патрона $\omega_c = 3\omega$, Δc складає близько $0,2c_3$ — частота обертання деталі).

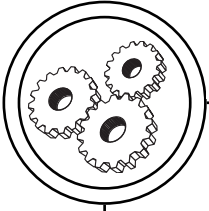
Внаслідок періодичної зміни жорсткості в підсистемі шпиндель—патрон—деталь систему диференціальних рівнянь (10) можна представити у вигляді:

$$\begin{cases} m_3 \ddot{\eta}_{31} + h_{31} \dot{\eta}_{31} + (c_{31} + \Delta c \sin \omega_c t) \eta_{31} = \\ = P(t) \sin(\beta_3 - \alpha) \\ m_3 \ddot{\eta}_{32} + h_{32} \dot{\eta}_{32} + (c_{32} + \Delta c \cos \omega_c t) \eta_{32} = \\ = P(t) \cos(\beta_3 - \alpha), \end{cases} \quad (11)$$

Зв'язок між довільною системою координат $y''O''z''$ та головною системою координат $\eta''_1O''\eta''_2$ підсистеми шпиндель—патрон—деталь визначається:

$$\begin{aligned} y''_3 &= -\eta_{31} \cos \beta_3 + \eta_{32} \sin \beta_3; \\ z''_3 &= \eta_{31} \sin \beta_3 + \eta_{32} \cos \beta_3, \end{aligned} \quad (12)$$

де кут β_3 визначає орієнтацію головних осей жорсткості $O''\eta''_1$ та



$O''\eta''_2$ підсистеми шпindelъ—патрон—деталь з координатною системою $Y''O''Z''$.

Сила різання $P(t)$ у розглянутих вище моделях підсистем може бути представлена у вигляді [7, 9]:

$$P(t) = K_{\text{пит}} a(t) b(t), \quad (13)$$

де $a(t)$ і $b(t)$ — поточні значення товщини і глибини зрізу, що змінюються в часі у залежності від інтенсивності відносних коливань інструменту і деталі при різанні, $K_{\text{пит}}$ — питома сила різання, рівна $K_{\text{пит}} = \sigma_0 \xi$, де σ_0 — умовне напруження, ξ — усадка стружки.

Поточне значення приведеної товщини зрізу $a(t)$ можна визначити, якщо величину швидкості $\dot{x}_4(t)$ переміщення різцетримача (m_4) у напрямку поздовжньої подачі поділити на частоту обертання деталі $\phi_2(t)$. Зв'язок рухів двох динамічних систем супорт—привод подач та приводу деталі дає можливість отримати значення перемінної у часі величини подачі різця на оберт деталі, що фактично і визначає товщини зрізу у вигляді:

$$a(t) = \frac{\dot{x}_4(t)}{\dot{\phi}_2(t)} 2\pi. \quad (14)$$

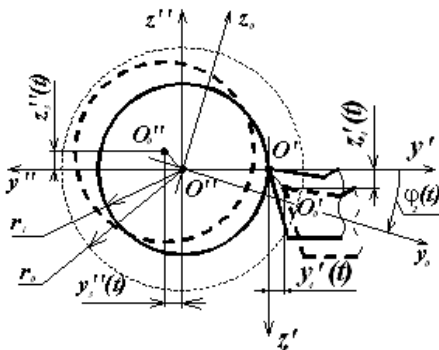


Рис. 3. Схема формоутворення під час токарної обробки, де $O''O_0''$ — поточне положення осі деталі; $O'O_0'$ — поточне положення вершини інструменту; r_0 — радіус заготовки; r_1 — заданий радіус оброблюваної поверхні деталі

Поточне значення глибини різання визначається складовими:

$$b(t) = b_0 + \Delta_y(t) + e \sin \phi_2(t), \quad (15)$$

де b_0 — задана глибина різання; e — ексцентриситет заготовки; $\Delta_y(t)$ — складова, обумовлена відносними пружними деформаціями підсистем різець—супорт та шпindelъ—патрон—деталь вздовж осі $O'y'$ (див. рис. 2) під дією сили різання $P(t)$:

$$\Delta_y(t) = -y'_3(t) - y'_4(t) - \frac{[z'_3(t) + z'_4(t)]^2}{2r_i}. \quad (16)$$

де r_i — радіус поверхні деталі, що обробляється.

Однією із причин виникнення автоколивань є інерційність процесу різання, що викликає запізнення сили різання по відношенню до зміни площі зрізу. Запізнення враховується у формулі для сили різання введенням постійної процесу стружкоутворення, що при ступінчастому законі зміни припуску, або товщини зрізу, має вигляд:

$$P(t) = K_{\text{пез}} a(t) b(t) \left[1 - e^{-\frac{t-t_0}{T_p}} \right], \quad (17)$$

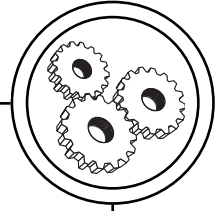
де T_p — постійна процесу стружкоутворення; t — поточне значення часу; t_0 — початкове значення часу в момент врізання різця в деталь ($t \geq t_0$).

Урахування можливого переривання процесу різання, пов'язаного із входом-виходом інструменту з деталі під час дроблення стружки здійснюється за такою залежністю:

$$P(\tau) = \begin{cases} K_{\text{пез}} a(t) b(t) \left[1 - e^{-\frac{t-t_0}{T_p}} \right] & \text{при } a(t)b(t) > 0; \\ 0 & \text{при } a(t)b(t) \leq 0, \end{cases} \quad (18)$$

де t_0 — початкове значення часу в момент врізання інструмента в деталь.

З урахуванням формул (13—18) отримаємо вираз для поточного зна-



чення сили різання $P(t)$, величина якої залежить від відносного взаємного положення різального інструменту і деталі під час токарної обробки та визначається за формулою:

$$P(t) = K_{\text{рез}} \frac{\dot{x}_4(t)}{\dot{\varphi}_2(t)} 2\pi \times \left(b_0 + e \sin \varphi_2(t) - y_3^*(t) - y_4^*(t) - \frac{[z_3^*(t) + z_4^*(t)]^2}{2r_t} \right) \times \left[1 - e^{-\frac{t-t_0}{T_p}} \right] \quad (19)$$

Для визначення впливу параметрів окремих вузлів верстата на точність форми оброблюваної поверхні необхідно одержати залежність, що зв'язує траєкторії руху вершини інструменту щодо оброблюваної деталі в полярній системі координат, яка обертається разом з деталлю, тобто одержати функцію формоутворення.

Вираз для функції формоутворення може бути отриманий у вигляді такої залежності: $\Delta r_t = f(\varphi_2, t)$, де Δr_t — відхилення поточного радіуса обробки внаслідок відносних пружних переміщень систем інструменту і деталі в процесі обробки.

У системі полярних координат $z_0 O'' y_0$, що обертається з кутовою швидкістю $\dot{\varphi}_2(t)$, значення поточного радіуса обробки визначається за формулою:

$$\Delta r_t = \sqrt{y_0^2(\varphi_2, t) + z_0^2(\varphi_2, t)}, \quad (20)$$

де $y_0(\varphi_2, t)$ та $z_0(\varphi_2, t)$ — сумарні відносні відхилення вершини інструменту і осі деталі в напрямку координатних осей $O'' y_0$ та $O'' z_0$.

З урахуванням вихідних параметрів прийнятої математичної моделі значення координат $y_0(\varphi_2, t)$ і $z_0(\varphi_2, t)$ можуть бути отримані у вигляді:

$$y_0(\varphi_2, t) = \{y_4^*(t) - y_3^*(t)\} \cdot \cos \varphi_2(t) + \{z_4^*(t) - z_3^*(t)\} \cdot \sin \varphi_2(t)$$

$$z_0(\varphi_2, t) = \{y_4^*(t) - y_3^*(t)\} \sin \varphi_2(t) - \{z_4^*(t) - z_3^*(t)\} \cos \varphi_2(t). \quad (21)$$

Таким чином, в результаті рішення математичної моделі як один з вихідних параметрів отримана функція формоутворення, що дозволяє оцінити вплив вхідних параметрів моделі, враховуючи і параметри різцетримачів з пружними напрямними, на зміну поточного радіуса обробки, тобто на точність форми обробленої поверхні.

Враховуючи те, що різцетримачі з пружними елементами мають характеристики жорсткості, що суттєво відрізняються від аналогічних характеристик типових різцетрима-

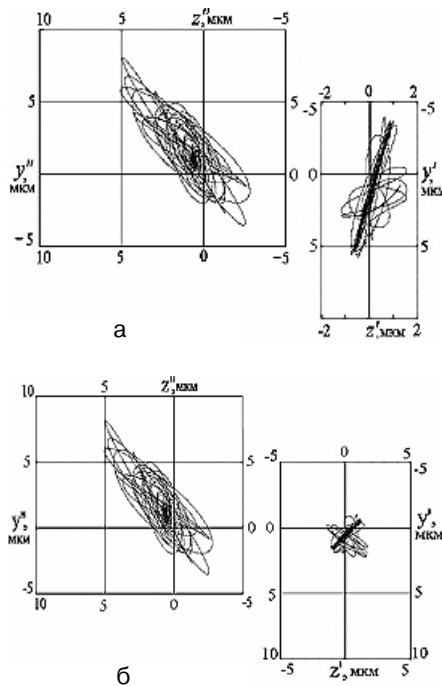


Рис. 4. Розрахункові траєкторії руху осі деталі в координатній системі $y''Oz''$ та вершини різця в координатній системі $y'Oz'$ при куті розвороту головних осей жорсткості пружної підсистеми різець—супорт $\beta_4 = 80^\circ$ (а) та $\beta_4 = 45^\circ$ (б)

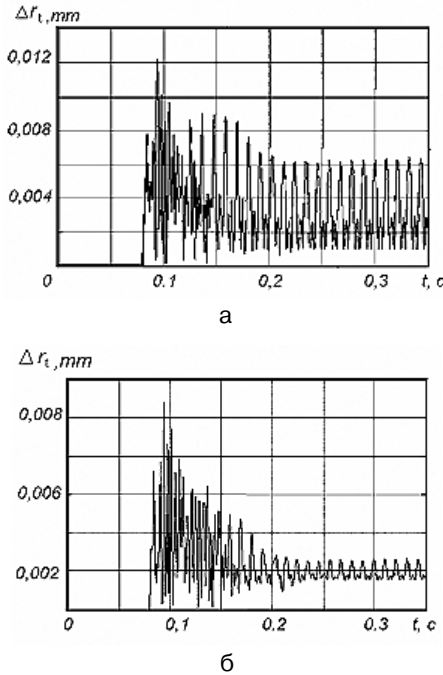
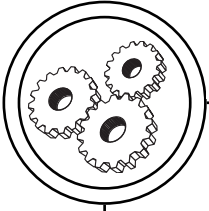


Рис. 5. Розрахункові значення поточного радіуса обробки Δr_t для значень кута $\beta_4 = 80^\circ$ (а) та $\beta_4 = 45^\circ$ (б)

ців верстатів, можна зробити висновки про можливу зміну орієнтації головних осей жорсткості пружної підсистеми різець—супорт під час обробки різцетримачами з пружними елементами та зміни режимів стійкого різання. Раціональна орієнтація головних осей жорсткості пружної підсистеми різець—супорт навіть при зменшенні жорсткості різцетримача внаслідок використання пружних елементів дозволить утримати необхідний рівень стійкості процесу різання.

Для перевірки реакції математичної моделі динамічної системи верстата на зміну орієнтації головних осей жорсткості пружної підсистеми різець—супорт в головній системі координат $\eta'_1 O' \eta'_2$ проведено моделювання процесу точіння для значень кута $\beta_4 = 80^\circ$ та $\beta_4 = 45^\circ$ (див. рис. 2). При цьому всі інші па-

раметри пружної системи верстата не змінювались.

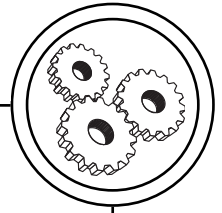
Результати розрахунку траєкторій руху осі деталі в координатній системі $y'Oz'$ та вершини різця в координатній системі $y'Oz'$ наведено на рис. 4.

Порівняння траєкторій руху вершини різця в координатній системі $y'Oz'$ для значень кута $\beta_4 = 80^\circ$ (рис. 4, а) та $\beta_4 = 45^\circ$ (рис. 4, б) показує, що зміна орієнтації головних осей жорсткості пружної підсистеми різець—супорт при незмінних всіх інших параметрах пружної системи верстата суттєво впливає на амплітуду і напрямок коливань вершини різця.

Це підтверджують також і розрахункові значення відхилення поточного радіуса обробки Δr_t внаслідок відносних пружних переміщень систем інструменту і деталі при кутах $\beta_4 = 80^\circ$ (рис. 5, а) та $\beta_4 = 45^\circ$ (рис. 5, б). Значення відхилення поточного радіуса обробки Δr_t визначається за формулами (20) та (21) в системі полярних координат $z_0 O'' y_0$, що обертається з кутовою швидкістю $\phi_2(t)$ оброблюваної деталі.

У результаті математичного моделювання створено комплексну математичну модель замкненої пружної системи токарно-револьверного верстата, в якій як один з вихідних параметрів отримана функція формоутворення, що дозволяє оцінити вплив вхідних параметрів моделі, враховуючи і параметри спеціального інструментального оснащення з пружними елементами, на зміну поточного радіуса обробки, тобто на точність форми обробленої поверхні.

Розрахунками підтверджено відповідність реакції створеної математичної моделі на зміну параметрів пружної системи токарно-ре-



вольверного верстата, включаючи зміну орієнтації головних осей жорсткості. Враховуючи це, модель можна рекомендувати як базову для дослідження впливу параметрів різцетримачів з пружними напрямними на процес формоутворення при точінні.

За результатами математичного моделювання на рівні винаходів створено ряд ефективних конструкцій різцетримачів до токарно-револьверних верстатів, що забезпечують позиціонування різців у мікрометричному діапазоні та кінематичне дроблення стружки.

1. Повышение производительности и надежности токарно-револьверных станков / В. Н. Шишкин, В. Е. Лоев, Л. И. Новицкий, А. В. Шевченко. — Киев: Техніка. — 1986. — 95 с. 2. Пуш В. Э. Малые перемещения в станках. — М.: Машгиз. — 1961. — 124 с. 3. Кузнецов Ю. И., Маслов А. Р., Байков А. Н. Оснастка для станков с ЧПУ: Справочник. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение. — 1990. — 512 с. 4. Электрогидравлические устройства малых перемещений // ЭИ. Автоматические линии и металлорежущие станки. — М.: ВИНТИ. — 1980. — № 42. — С. 6—11; Пер. ст. Stollberg H., Tensler V. Elektrohydraulische feinpositioniereinrichtung // Maschinenbautechn. — 1980. — 29. — N 4. — 162—164. 5. Вибрационное резание металлов / Н. И. Ахметшин, Э. М. Гоц, Н. Ф. Родиков / Под. ред. К. М. Рагульскаса. — Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние. — 1987. — 80 с. (Б-ка инженера. Вибрационная техника; Вып. 10). 6. Подураев В. Н. Обработка резанием с вибрациями. — М.: Машиностроение. — 1970. — 352 с. 7. Кудинов В. А. Динамика станков. — М.: Машиностроение. — 1967. — 360 с. 8. Лазарев Г. С. Устойчивость процесса резания металлов. — М.: Машиностроение. — 1973. — 184 с. 9. Жарков И. Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом. — Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние. — 1986. — 184 с. 10. Павловський М. А. Теоретична механіка: Підручник. — К.: Техніка. — 2002. — 512 с.

Надійшла до редакції 5.10.04