

3. Для обраного складу електроконтактів оптимальним є застосування MAO порошку після 0,5 години обробки як легуючого компоненту, пресування з тиском 200 МПа й подальше спікання і допресування.
4. Доцільно продовжити пошук оптимальної технології виготовлення електроконтактів з використанням MAO.

Список літератури: 1. Степанчук А.Н и др. Технология порошковой металлургии/ А.Н. Степанчук, И.И. Билык, П.А. Бойко. – К.:Вища шк. Головное изд-во, 1989.- 415с.:ил. 2. Порошковая металлургия. Материалы, технология, свойства, области применения: Справочник/ И.М. Федорченко, И.Н. Францевич, И.Д.Радомысльский и др. – К.: Наук.думка, 1985.- 624 с. 3. Спеченные материалы для электротехники и электроники. Справочное издание. Гнесин Г.Г., Дубок В.А., Братерская Г.Н., Ковенский И.И., Левченко Г.В., Минакова Р.В., Падерно Ю.Б., Панасюк О.А., Теодорович О.К., Тульчинский Л.Н. – М.: Металлургия, 1981.- 344 с. 4. Актуальные проблемы порошковой металлургии// Под.ред. Романа О.В. Арунага-лама В.С.- М.: Металлургия, 1990.- 232с. 5. Сереброникелевые электрические контакты с повышенной износостойкостью. А.Б.Альтман, Ф.Х.Ариника, В.А.Бродов, Н. П. Мелашенко//Новое в электрометаллокерамике. Выпуск 2. М.: Информэлектро, 1971.- 55 с. 6. Свойства сереброникель-графитовых композиций с мелкодисперсной структурой для коммутирующих контактов. В. А. Бродов, Н. П. Мелашенко, Ф. Х. Ариника //Новое в электрометаллокерамике. Выпуск 2. М.: Информэлектро, 1971.- 55 с. 7. Аксенов А.А., Просвиров А.С., Кудашов Д.В., Герман И.С. Структура и свойства композиционных материалов на основе Cu-Cr, полученных методом механического легирования.- Цветная металлургия, 2004, №6.- 234 с. 8. Шалунов Е.П., Довыденков В.А., Данилов Н.В., Коноплев В.Н. Внутренне окисленные и внутренне восстановленные дисперсно-упрочненные материалы на основе порошковой меди и их промышленное производство в России. //Международная конференция «Новейшие процессы и материалы в порошковой металлургии». - К.: НТУУ «КПИ», 1997.- 234 с. 9. Шалунов Е.П., Смирнов В.М., Гулако В.А. Влияние структуры и состава медных порошковых дисперсно-упрочненных материалов на их технологические характеристики. //Международная конференция «Новейшие процессы и материалы в порошковой металлургии». - К.: НТУУ «КПИ», 1997.- 234 с. 10. Green M.L., Coleman E., Boder F.E. and Sproles E.S. Formation of metastable phase equilibrium and amorphization by mechanical alloying // Materials Science and Engineering, 62 (1984), p. 231.

Сдано в редакцию 18.05.06
Рекомендовано д.т.н. Параскив Д.

ВИЗНАЧЕННЯ ЧАСТОТНИХ ХАРАКТЕРИСТИК РІЗЦЕТРИМАЧІВ З ПРУЖНИМИ НАПРЯМНИМИ

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

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.

Використання на токарно-револьверних верстатах різцетримачів на пружних напрямних дозволяє підвищити ефективність обробки за рахунок наступних складників: під-

вищення точності позиціонування різців; забезпечення можливості вібраційної обробки та дроблення стружки в процесі різання; раціональної орієнтації головних осей жорсткості верстата.

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 викривування різальних кромek інструменту [1, 2]. 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.

На рис. 1 наведено схеми токарної обробки різцетримачами з пружними пластинами. Паралельне розміщення пружних пластин (рис. 1, а) забезпечує різцю можливість плоскопаралельного переміщення від приводу позиціонування, а розміщення пружних пластин під кутом одна до одної (рис. 1, б) забезпечує різцю можливість повороту відносно центра пружного шарніра.

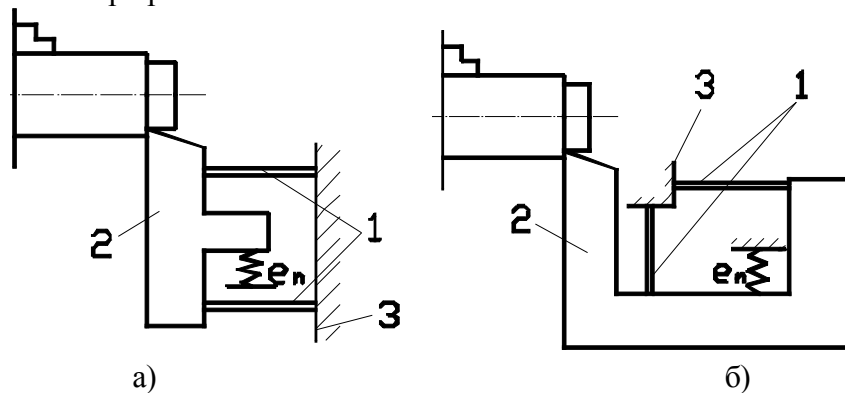


Рис. 1. Схеми токарної обробки різцетримачами з паралельними (а) та перпендикулярними (б) пружними пластинами, де: 1 – пружні пластини; 2 – віджимна частина з різцем; 3 – корпус різцетримача, що закріплений в револьверній головці; e_n – податливість приводу позиціонування віджимної частини

Основною причиною виникнення автоколивань при різанні різцетримачами з пружними елементами є зміна площі зрізу та сили різання внаслідок відносного коливального руху інструменту і оброблюваної деталі з урахуванням наявності координатного зв'язку між процесом різання та рухом за різними координатами пружної системи верстата [3]. Найбільші зміни площі зрізу виникають при переміщенні інструменту в напрямку, нормальному до поверхні різання.

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

Підбором напрямку головних осей жорсткості пружної системи різець-супорт верстата відносно напрямку сили різання можна зменшити енергію самозбудження автоколивань та забезпечити вібростійкий процес різання.

У відповідності зі схемою, що приведена на рис.2, система інструмента являє собою двомасову динамічну модель, що під впливом сили різання $P(t)$ робить коливання в площині yOz .

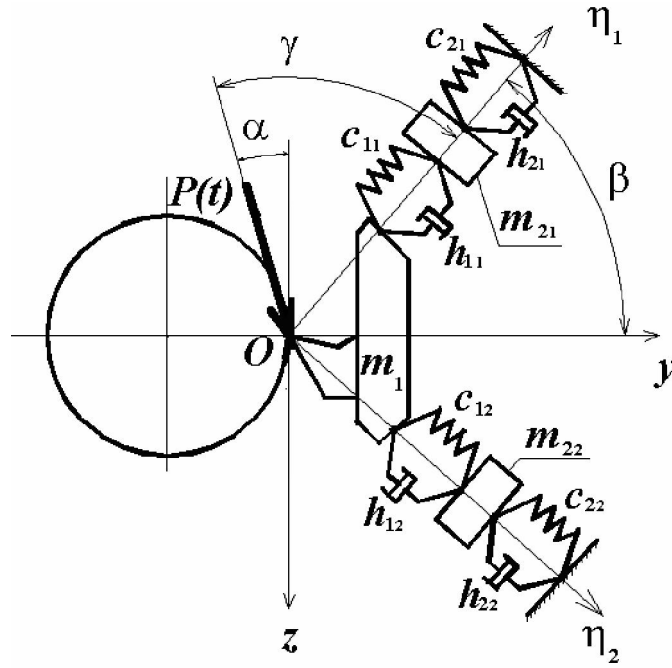


Рис.2. Розрахункова схема пружної системи різець-супорт токарного верстата в площині yOz

Система рівнянь коливальних рухів підсистеми різець-супорт в головній системі координат $\eta_1 O \eta_2$:

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{\eta}_1 + h_{11} \cdot (\dot{\eta}_1 - \dot{\eta}_{21}) + c_{11} \cdot (\eta_1 - \eta_{21}) = P(t) \cdot \sin(\beta - \alpha) \\ m_2 \cdot \ddot{\eta}_{21} + (h_{11} + h_{21}) \cdot \dot{\eta}_{21} + (c_{11} + c_{21}) \cdot \eta_{21} - h_{11} \cdot \dot{\eta}_1 - c_{11} \cdot \eta_1 = 0 \\ m_1 \cdot \ddot{\eta}_2 + h_{12} (\dot{\eta}_2 - \dot{\eta}_{22}) + c_{12} \cdot (\eta_2 - \eta_{22}) = P(t) \cdot \cos(\beta - \alpha) \\ m_2 \cdot \ddot{\eta}_{22} + (h_{12} + h_{22}) \cdot \dot{\eta}_{22} + (c_{12} + c_{22}) \cdot \eta_{22} - h_{12} \cdot \dot{\eta}_2 - c_{12} \cdot \eta_2 = 0, \end{cases} \quad (1)$$

де m_1 та m_2 - приведені маси пружної частини різцетримача та револьверного супорта; h_{11}, h_{12} і c_{11}, c_{12} та h_{21}, h_{22} і c_{21}, c_{22} - сумарні приведені коефіцієнти демпфірування і жорсткості різцетримача (m_1) та супорта (m_2) в напрямках головних осей координат $O\eta_1$ і $O\eta_2$ підсистеми різець – супорт; кут $\gamma = 90 + \alpha - \beta$.

Пружне переміщення підсистеми різець-супорт в напрямку нормалі до оброблюваної поверхні можна представити у вигляді:

$$y = \eta_{12} \cdot \sin \beta - \eta_{11} \cdot \cos \beta, \quad (2)$$

де кут β визначає орієнтацію головних осей жорсткості η_1 та η_2 системи різець-супорт з координатною системою yOz .

Одним із способів рішення системи рівнянь (1) є використання комплексних чисел для зображення векторів. Нехай на систему рівнянь (1) діє збурююча сила довільного виду:

$$P(t) = P \cdot e^{i\omega t} = P(\cos \omega t + i \sin \omega t), \quad (3)$$

де P – постійна складова зовнішнього навантаження, ω – кругова частота збурюючої сили.

Розглядаючи тільки усталені вимушені коливання, знайдемо рішення системи рівнянь (1) в комплексній формі:

$$\eta_{1_1} = A_{1_1} \cdot e^{i(\omega t + \varphi)}; \eta_{2_1} = A_{2_1} \cdot e^{i(\omega t + \varphi)}; \eta_{1_2} = A_{1_2} \cdot e^{i(\omega t + \varphi)}; \eta_{2_2} = A_{2_2} \cdot e^{i(\omega t + \varphi)} \quad (4)$$

В цьому випадку система рівнянь (1) буде мати вигляд:

$$\begin{cases} A_{1_1}(-m_1 \cdot \omega^2 + h_{1_1} \cdot i\omega + c_{1_1}) - A_{2_1}(h_{1_1} \cdot i\omega + c_{1_1}) = P \cdot \sin(\beta - \alpha) / e^{i\varphi} \\ -A_{1_1}(h_{1_1} \cdot i\omega + c_{1_1}) + A_{2_1}(-m_2 \cdot \omega^2 + (h_{1_1} + h_{2_1}) \cdot i\omega + c_{1_1} + c_{2_1}) = 0 \\ A_{1_2}(-m_1 \cdot \omega^2 + h_{1_2} \cdot i\omega + c_{1_2}) - A_{2_2}(h_{1_2} \cdot i\omega + c_{1_2}) = P \cdot \cos(\beta - \alpha) / e^{i\varphi} \\ -A_{1_2}(h_{1_2} \cdot i\omega + c_{1_2}) + A_{2_2}(-m_2 \cdot \omega^2 + (h_{1_2} + h_{2_2}) \cdot i\omega + c_{1_2} + c_{2_2}) = 0 \end{cases} \quad (5)$$

Оскільки нас цікавить тільки рух різцетримача (маса m_1), систему рівнянь (5) можна вирішити відносно A_{1_1} та A_{1_2} . Для цього виразимо A_{2_1} через A_{1_1} із другого рівняння системи (5) і підставимо в перше. Аналогічно для A_{1_2} і A_{2_2} . В результаті, позначивши через $P_{1_1} = P \cdot \sin(\beta_4 - \alpha) / e^{i\varphi}$ та $P_{1_2} = P \cdot \cos(\beta_4 - \alpha) / e^{i\varphi}$, отримаємо після деяких перетворень значення амплітуд коливань маси m_1 у наступному вигляді:

$$A_{1_1} = P_{4_1} \frac{A_1 + iB_1}{C_1 + iD_1} \text{ та } A_{1_2} = P_{4_2} \frac{A_2 + iB_2}{C_2 + iD_2}, \quad (6)$$

$$\text{де } A_1 = (-m_2 \cdot \omega^2 + c_{1_1} + c_{2_1}) \text{ та } A_2 = (-m_5 \cdot \omega^2 + c_{4_2} + c_{5_2});$$

$$B_1 = \omega(h_{1_1} + h_{2_1}) \text{ та } B_2 = \omega(h_{1_2} + h_{2_2});$$

$$C_1 = (-m_1 \cdot \omega^2 + c_{1_1})(-m_2 \cdot \omega^2 + c_{2_1}) - m_1 \cdot \omega^2 \cdot c_{1_1} - h_{1_1} \cdot h_{2_1} \cdot \omega^2 \text{ та}$$

$$C_2 = (-m_1 \cdot \omega^2 + c_{1_2})(-m_2 \cdot \omega^2 + c_{2_2}) - m_1 \cdot \omega^2 \cdot c_{1_2} - h_{1_2} \cdot h_{2_2} \cdot \omega^2;$$

$$D_1 = \omega \left[-m_1 \cdot \omega^2 (h_{1_1} + h_{2_1}) - m_1 \cdot \omega^2 \cdot h_{1_1} + c_{1_1} \cdot h_{2_1} + c_{2_1} \cdot h_{1_1} \right] \text{ та}$$

$$D_2 = \omega \left[-m_1 \cdot \omega^2 (h_{1_2} + h_{2_2}) - m_2 \cdot \omega^2 \cdot h_{1_2} + c_{1_2} \cdot h_{2_2} + c_{2_2} \cdot h_{1_2} \right].$$

При цьому $A_1, A_2, B_1, B_2, C_1, C_2, D_1, D_2$ – величини дійсні, що не включають $i = \sqrt{-1}$, і є функціями кругової частоти ω .

Рівняння (6) після перетворень можуть бути представлені у такому вигляді:

$$\frac{A_{1_1}}{P_{1_1}} = \left(\frac{A_1 C_1 + B_1 D_1}{C_1^2 + D_1^2} + i \cdot \frac{B_1 C_1 + A_1 D_1}{C_1^2 + D_1^2} \right) \text{ та}$$

$$\frac{A_{1_2}}{P_{1_2}} = \left(\frac{A_2 C_2 + B_2 D_2}{C_2^2 + D_2^2} + i \cdot \frac{B_2 C_2 + A_2 D_2}{C_2^2 + D_2^2} \right). \quad (7)$$

Фізична інтерпретація комплексних виразів (7) у тому, що у векторному представленні амплітуди коливань A_{1_1} та A_{1_2} маси m_1 мають дві складові, одна з яких знаходиться

в тій же фазі, що і збурююча сила, а друга, що включає $i = \sqrt{-1}$, відповідає повороту на прямий кут в сторону обертання векторів амплітуд.

Крім того, вирази (7) представляють собою комплексні частотні передаточні функції для кожної з головних координат системи різець-супорт і можуть бути наведені у відомій із теорії автоматичного керування формі [4]:

$$W_1(i\omega) = P_1(\omega) + iQ_1(\omega) \text{ та } W_2(i\omega) = P_2(\omega) + iQ_2(\omega), \quad (8)$$

де $P(\omega) = \text{Re}\{W(i\omega)\}$ - дійсна та $Q(\omega) = \text{Im}\{W(i\omega)\}$ - уявна частини частотних передаточних функцій (7).

Знання дійсної та уявної частин передаточних функцій дозволяє розрахувати амплітудну та фазову частотні характеристики. Амплітудно-частотна характеристика (АЧХ) є модулем, а фазово-частотна характеристика (ФЧХ) – аргументом частотної передаточної функції $W_1(i\omega)$. Ці частотні характеристики можуть бути визначені за наступними формулами:

$$A(\omega) = \text{mod } W(i\omega) = \sqrt{P^2(\omega) + Q^2(\omega)} \text{ та} \\ \varphi(\omega) = \text{arg } W(i\omega) = \text{arctg} \left(\frac{Q(\omega)}{P(\omega)} \right) \quad (9)$$

Після підстановки в рівняння (2) значень η_{11} та η_{12} , що отримані із системи (5) та врахування форми рішення (4), отримуємо передаточну функцію пружної системи різець-супорт у вигляді:

$$W_{ПС} = \frac{y}{P} = W_2(i\omega) \cdot \sin \beta_4 - W_1(i\omega) \cdot \cos \beta_4, \quad (10)$$

$$\text{де } W_2 = \frac{\eta_{12}}{P(t)} \quad \text{і} \quad W_1 = \frac{\eta_{11}}{P(t)}.$$

За виразом (10) може бути проаналізований вплив параметрів жорсткості різцетримачів та кута розвороту головних осей жорсткості пружної системи різець-супорт на частотні характеристики передаточної функції $W_{ПС}$.

В рівномірному масштабі по осі ω графіки частотних характеристик швидко змінюються на низьких частотах та повільно - на високих. Тому в практичних розрахунках використовують логарифмічні частотні характеристики з відповідними масштабами по осях частоти та амплітуди.

Логарифмічні амплітудно-частотні характеристики (ЛАЧХ) пружної підсистеми різець-супорт будуються в логарифмічному масштабі по осі частот та в реальному рівномірному масштабі (розмірність $1 \cdot 10^{-6}$ м) по осі амплітуд.

Логарифмічні фазово-частотні характеристики (ЛФЧХ) пружної підсистеми різець-супорт будуються в логарифмічному масштабі по осі частот та в рівномірному градусному масштабі по осі фазового кута.

Приклади результатів розрахунків частотних характеристик передаточної функції $W_{ПС}$ пружної системи різець-супорт наведені графічно на рис. 3 та рис. 4. На рис. 3 представлені ЛАЧХ при незмінних значеннях жорсткості супорта $c_{21}=7,5e7$ Н/м та $c_{22}=5,0e7$ Н/м, мас $m_1 = 6,5$ кг та $m_2 = 140$ кг, кута $\alpha = 30^0$, а також при кутах $\beta = 0^0$, $\beta=15^0$ та $\beta =45^0$ і співвідношенні жорсткостей різцетримача $c_{11}/c_{12}=2$ та $c_{11}/c_{12} = 1/2$. Частоти власних коливань для вибраних параметрів жорсткості та маси складають для маси супорта m_2 - 93 Гц і 114 Гц, а для маси різцетримача m_1 - 320 Гц і 452 Гц.

Передаточна функція $W_{ПС}$ є функцією таких змінних, як маса різцетримача (m_1) і маса супорта (m_2), коефіцієнтів демпфірування та жорсткості різцетримача та супорта,

кута розвороту β головних осей жорсткості пружної підсистеми. Задаючись незмінними параметрами для маси супорта та змінюючи параметри для різцетримача, а саме значення жорсткості c_{11} і c_{12} та кута β можна визначити вплив цих параметрів на частотні характеристики пружної системи.

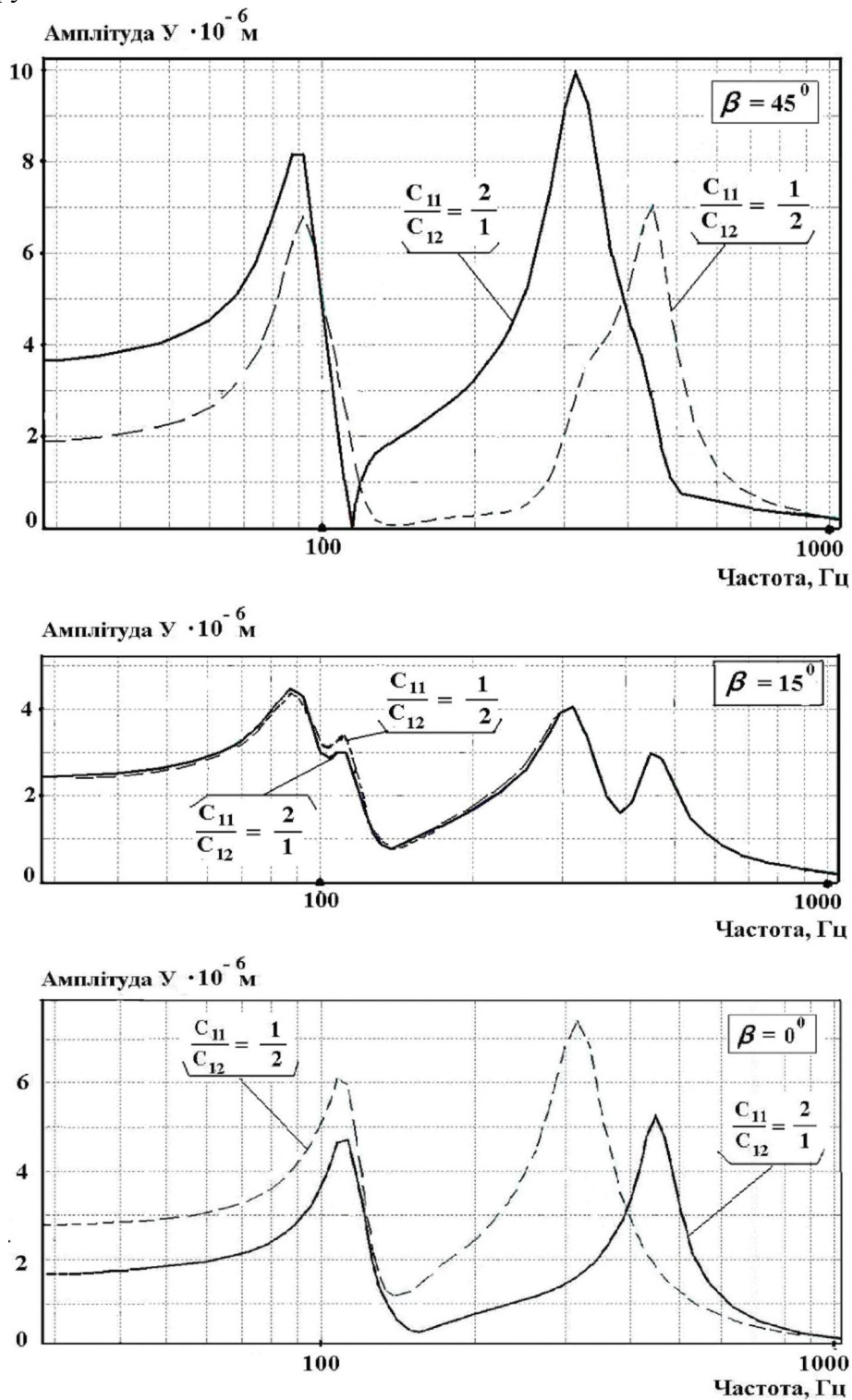


Рис. 3. Амплітудно-частотні характеристики пружної системи різець-супорт при кутах $\beta = 45^\circ$, $\beta = 15^\circ$, $\beta = 0^\circ$ і співвідношенні жорсткостей різцетримача $c_{11}/c_{12} = 2$ та $c_{11}/c_{12} = 1/2$

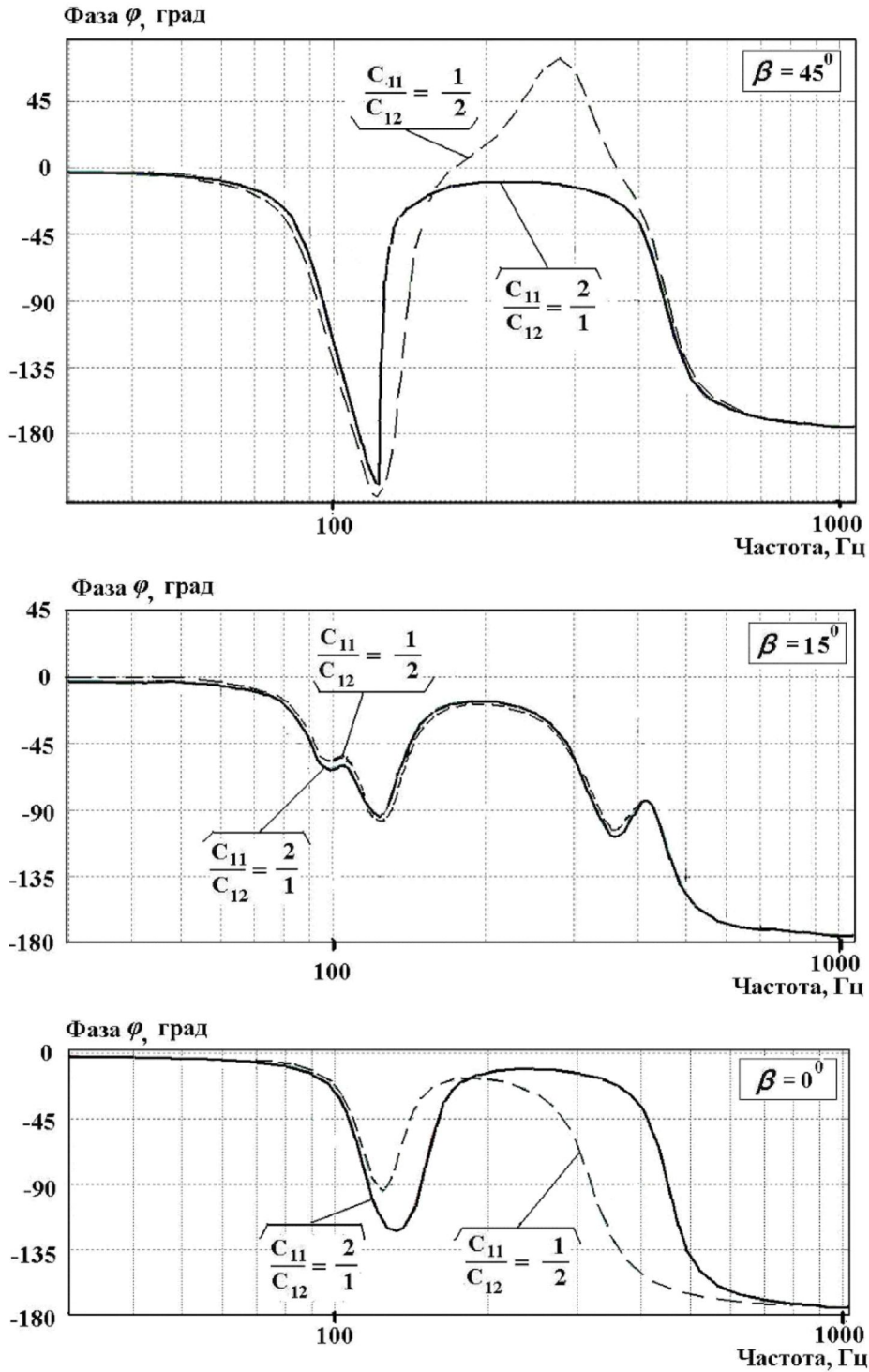


Рис. 4. Фазово-частотні характеристики пружної системи різець-супорт при кутах $\beta = 45^\circ$, $\beta = 15^\circ$, $\beta = 0^\circ$ і співвідношенні жорсткостей різцетримача $c_{11}/c_{12} = 2$ та $c_{11}/c_{12} = 1/2$

Аналіз ЛАЧХ, наведених на рис. 3, дає можливість зробити наступні висновки:
 - зміна кута розвороту головних осей жорсткості в діапазоні від $\beta = 0^\circ$ до $\beta = 45^\circ$ суттєво впливає на амплітуди коливання мас системи на резонансних частотах в напрямку нормалі Oy до оброблюваної поверхні;

- амплітуди коливання мас системи на резонансних частотах при куті $\beta = 0^\circ$ в 1,5 рази, а при куті $\beta = 45^\circ$ більше ніж в 2 рази перевищують величини амплітуд коливань при $\beta = 15^\circ$, що є свідченням можливого зниження стійкості пружної системи внаслідок координатного зв'язку;

- зміна співвідношення жорсткостей різцетримача при $c_{11}/c_{12} = 2$ та при $c_{11}/c_{12} = 1/2$, що фактично означає зміну на 90° напрямку осі найбільшої жорсткості системи, суттєво впливає на амплітуди коливання мас на резонансних частотах, що проілюстровано на прикладі кутів $\beta = 0^\circ$ та $\beta = 45^\circ$;

- тільки при куті $\beta = 15^\circ$, що дорівнює половині кута напрямку дії сили різання P , а саме $\beta = \alpha/2$, зміна співвідношення жорсткостей різцетримача в чотири рази з $c_{11}/c_{12} = 2$ до $c_{11}/c_{12} = 1/2$ практично не впливає на збільшення амплітуд коливання мас підсистеми на резонансних частотах, що є свідченням забезпечення при таких параметрах пружної системи можливості стійкої обробки нежорстким інструментом.

Додаткове підтвердження суттєвості впливу кута β на стійкість пружної підсистеми дають ЛФЧХ, наведені на рис. 4. Найбільш наглядно цей вплив показано на ЛФЧХ при $\beta = 45^\circ$, де на резонансних частотах коливань супорта є запізнювання по фазі більше 180° , а на частотах різцетримача випередження по фазовому куту близько 70° , що є свідченням впливу „від'ємної” жорсткості на зниження стійкості обробки. Крім того, як і для ЛАЧХ, при куті $\beta = 15^\circ$ практично відсутній вплив зміни співвідношення жорсткостей різцетримача з $c_{11}/c_{12} = 2$ до $c_{11}/c_{12} = 1/2$ на фазово-частотну характеристику підсистеми, що також підтверджує можливість стійкої обробки нежорстким інструментом при таких параметрах пружної системи.

Загалом, із наведеного вище, можна зробити висновок про те, що забезпечення умов стійкого точіння нежорстким інструментальним оснащенням з пружними елементами можливе за рахунок не тільки підвищення жорсткості самих різцетримачів, але і за рахунок правильної орієнтації головних осей жорсткості пружної системи різця – супорт. Результати розрахунків частотних характеристик пружної системи при різних напрямках дії сили P різання в діапазоні кута $\alpha = 10^\circ ? 45^\circ$ показали, що при забезпеченні співвідношення $\beta = \alpha/2$ завжди має місце значне зменшення амплітуд коливань на резонансних частотах, навіть при зміні співвідношення жорсткостей різцетримача в чотири рази в напрямку головних координат.

Кут α , що визначає напрямок дії сили різання P , залежить від типу різця та його заточування, схеми обробки та схеми встановлення різця на верстаті. Кут розвороту головних осей жорсткості β визначається для кожного верстата за результатами експериментальних досліджень і може бути змінений в невеликому діапазоні за рахунок зміни положення центру жорсткості пружної системи різця-супорт за допомогою різцетримачів з регульованою жорсткістю, або різцетримачів з орієнтованими відповідним чином пружними елементами.

Список літератури: 1. Кудинов В.А. Динамика станков. - М.:Машиностроение,1967.-360с. 2. Лазарев Г.С. Устойчивость процесса резания металлов. - М.: Машиностроение, 1973. - 184 с. 3. Орликов М.Л. Динамика станков: Учеб. пособие для вузов.-2-е изд. перераб. и доп. - Киев: Выща школа, 1989. - 272 с. 4. Солодовников В.В., Плотников В.Н., Яковлев А.В. Основы теории и элементы систем автоматического регулирования. Учебное пособие для вузов. – М.: Машиностроение, 1985. – 536 с.

Сдано в редакцию 17.05.06

Рекомендовано д.т.н., проф. Михайлов А.Н.