

Я.М. Грень, к.т.н., асист.

І.Є. Грицай, к.т.н., доц.

Національний технічний університет України "Львівська політехніка"

Н.С. Равська, д.т.н., проф.

Національний технічний університет України "КПІ"

ЕКСПРЕС-АНАЛІЗ ДИНАМІКИ ЕКВІВАЛЕНТНОЇ ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ ЗУБОФРЕЗЕРНОГО ВЕРСТАТА

Наведено аналітично-розрахунковий метод прискореного дослідження динамічної характеристики еквівалентної пружної системи зубофрезерного верстата за її імпульсним збудженням у процесі роботи верстата. Спектральний аналіз вихідних сигналів на осях заготовки та інструменту, представлених двома згасаючими коливаннями, дозволяє виявити власні частоти пружної системи. Параметри динамічних рівнянь ланок, на основі яких встановлено динамічну характеристику системи, розраховані за власною частотою кожної з нормальних форм коливань і фазовим зсувом відносно першої низькочастотної складової спектра вихідного сигналу.

Зубофрезерні верстати, на яких нарізають зубчасті колеса за методом обкочування, відносять до обладнання з інтенсивними вібраціями, а процес зубофрезерування черв'ячними фрезами є одним із найбільш динамічних процесів різання. Ударний характер сили різання і віброколивання, які виникають у процесі зубообробки, негативно впливають на стійкість черв'ячних фрез, довговічність обладнання, геометричну точність та якість утворюваних поверхонь. Внаслідок цього серед задач, які вирішують для оптимізації вихідних параметрів та забезпечення сприятливих умов роботи даних верстатів, важливе значення має вдосконалення методів дослідження їх пружних систем.

Метою динамічних досліджень у більшості випадків є виявлення елементів та рухомих з'єднань із найвищою питомою часткою у виникненні та підтриманні автоколивань і вібрацій у різних частотних діапазонах і розроблення ефективних засобів для їх подолання. Ці дослідження, що базуються на основних положеннях теорій пружності, коливань, випадкових функцій і статистичної динаміки, проводять, як правило, у процесі створення нових конструкцій верстатів та модернізації існуючого обладнання. Незважаючи на те, що їх методика є загальновідомою та досконало розробленою [1–5], аналіз коливань у складній об'ємно-просторовій системі, якою є металорізальний верстат, характеризується значною працемісткістю та вимагає підготовки певного комплексу спорядження у залежності від типу та моделі верстата. Для спрощення розрахункових схем і скорочення обсягів обчислень у більшості випадків беруть до уваги коливання у одній з гілок (деталі або інструменту), нехтуючи коливаннями у другій гілці, а також обмежують кількість ступенів вільності у теоретичних схемах несних систем, в результаті чого знижується точність розрахунків і адекватність теоретичних моделей характеристикам та параметрам реальних систем.

У той же час, при вирішенні багатьох практичних задач динаміки використання традиційних методів та математичного апарату досліджень, як і проведення цих досліджень у повному обсязі, виявляється невиправданим із огляду на мету та очікуваний результат. Зокрема, для визначення впливу нових інструментів та інструментальних матеріалів на стійкість процесу обробки, вивчення взаємозв'язку коливань і точності виготовлення деталей, аналізу нестационарних процесів врізання і виходу інструменту тощо, коли відома динамічна характеристика різання, немає потреби у встановленні частки коливань кожного з елементів верстата та рухомих з'єднань у вихідних характеристиках верстатів, а, отже, і у проведенні повномасштабних досліджень їх пружних систем.

Із врахуванням цього для визначення власних частот і динамічної характеристики еквівалентної пружної системи (ЕПС) верстата за зв'язком із різанням пропонується розрахунково-експериментальний експрес-метод, який базується на збудженні контурів черв'ячної фрези і заготовки прямокутним імпульсом та спектральному аналізу вихідних сигналів. Збудження створюється при розмиканні системи у точці спряження підсистем інструменту і заготовки, а реакція цих підсистем на дію імпульсу фіксується у двох точках робочого простору верстата, що знаходяться у безпосередній близькості до ділянки, де створюється вхідна дія. Обробка експе-

риментальних даних на основі математичного апарату теорії випадкових функцій дає можливість виявити резонансні частоти, знайти характеристики нормальних форм коливань верстата в широкому частотному спектрі та встановити його динамічну характеристику.

1. Визначення резонансних частот. З умови лінійності пружної системи, яка покладена в основу аналізу динамічних характеристик верстатів [1], впливає, що граничні переміщення у цій системі рівні сумі максимальних переміщень на кожній із власних частот, а її передавальна функція визначається сумою передавальних функцій коливних ланок.

Знаходження власних частот багаторезонансної пружної системи є однією з центральних задач динамічного аналізу. Розглянемо послідовність знаходження параметрів за імпульсним збудженням і розкладом вихідного сигналу у ряд за формами вільних коливань.

Характеристика імпульсної дії. На практиці для створення змінної у часі вхідної координати використовують збудження гармонійним сигналом зі скануванням частоти, випадкове широкополосне збудження, імпульс, ступеневу дію, динамічне макетне моделювання. Серед можливих способів вхідної дії, таким, що потребує обмежених технічних засобів і забезпечує проведення експериментів при мінімальних затратах часу, є імпульсне збудження у вигляді однократного короткотривалого удару. Прямокутний імпульс є широкосмуговим і має рівномірний спектр у широкому діапазоні частот. При проходженні такого імпульсу крізь пружну просторову систему, при умові достатньої інтенсивності імпульсу, відбувається його спектральний розклад та збудження системи на власних частотах. Реакція системи у вигляді затухаючих коливань y_1, y_2 , які можна записати у напрямку вихідної координати на осях інструменту 1 і деталі 2 (рис. 1), є результатом інтегрального ефекту дії складного поля коливань багатомасової просторової системи верстата; спектр цього вихідного сигналу включає усі власні частоти пружної системи і містить інформацію про її динамічні властивості. Завдяки малій тривалості імпульсу, у порівнянні із часом вільних коливань, можлива оцінка динамічних характеристик системи лише на основі вимірювання і аналізу реакції системи на виході [5]. Оскільки для даних досліджень не важливо, скількома і якими саме масами викликаний резонанс, немає потреби в ототожненні гармонійних складових сигналу на виході з елементами системи і рухливими з'єднаннями та у встановленні форм цих коливань.

Подібну задачу знаходження динамічної характеристики верстата при подачі на вхід системи імпульсного сигналу можна знайти у багатьох публікаціях, зокрема [6]. Проте, у цій роботі передавальні функції ланок знаходять шляхом розрахунків, приймаючи систему двохмасовою, а власні частоти вважають заздалегідь відомими. У інших випадках до вирішення даної задачі використовують традиційні підходи, як, наприклад, у роботах [7–10].

1.2. Методика проведення експерименту та обробки результатів. Для дослідження власних частот верстата та встановлення передавальної функції ЕПС необхідно вибрати точку прикладання вхідної координати, визначити ділянки реєстрації вихідних сигналів, вибрати комплекс технічних засобів та розробити методи опрацювання дослідних результатів.

Під час проведення експерименту інтенсивне імпульсне збудження у системі створювалося з допомогою миттєво охолодженої краплини скла ("батовської слізки" [1]). Після відламування її хвостової частини скляна краплина розсіпається, забезпечуючи практично миттєве розвантаження системи, яка перебуває під статичною дією, створеною попереднім зближенням між супортною та задньою стійками верстата.

Реакція пружної системи на збудження залежить не лише від її динамічних властивостей і сигналу на вході, але й від місця прикладання вхідної дії. Сила різання черв'ячної фрези розподілена між окремими рейками, її величина змінюється за кутом φ повороту передньої поверхні відносно торця заготовки (рис. 1). Величину сили різання, окремих її проєкцій у системі координат інструменту і заготовки, а також координати точки прикладання сумарної на окремій рейці сили різання, яка є векторною сумою елементарних сил на активних зубцях та лезах, можна визначити на основі моделі параметрів зрізів і силового поля черв'ячної фрези [11–13]. На рис. 2 показано графік розподілу осьової (для заготовки) складової сили однозубого різання при двоперехідному нарізанні зубчастого колеса для двох напрямків подачі – зустрічної і попутної (модуль – 4,5 мм, кількість стружкових канавок – 9, число зубців – 41; перший перехід, глибина різання – 6,08 мм; осьова подача – 1,5 мм/об.; швидкість різання 45 м/хв.; зовнішній діаметр фрези – 80 мм; питома сила різання – 2330 МПа); від'ємна нумерація зубців починається з вхідної ділянки, рух обкочування – за годинниковою стрілкою. Контакт підсистем інструменту і заготовки можна умовно привести до точки, у якій сила однозубого різання

набуває максимального значення. На основі моделі силового поля встановлено, що для вказаних вище умов при зустрічній подачі дана точка знаходиться на вхідній ділянці фрези на відстані 3,22 мм від міжосьового перпендикуляра (МОП), а при попутній – на вихідній ділянці на віддалі 1,67 мм від міжосьового перпендикуляра. Внаслідок малої відмінності між положенням найбільш навантаженого зубця імпульсне навантаження у експерименті створювалося на лінії МОП, тобто на осі симетрії центрального зубця фрези і центральної западини заготовки.

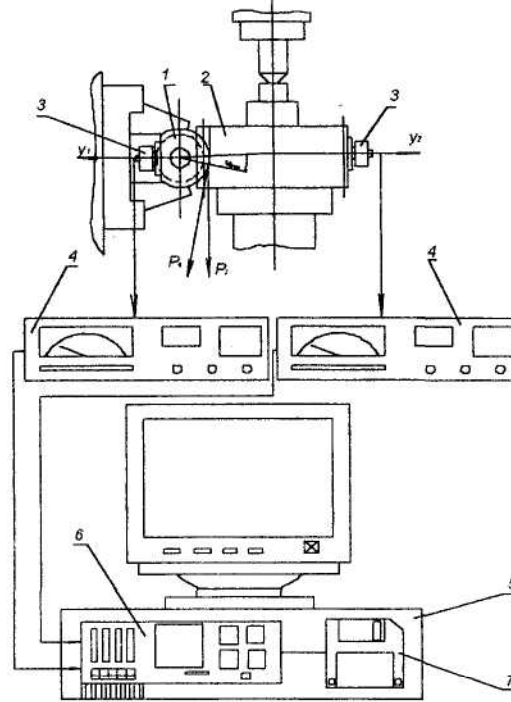


Рис. 1. Схема вимірювання коливань у робочій зоні зубофрезерного верстата:
 1 – імітатор черв'ячної фрези; 2 – імітатор заготовки;
 3 – первинний перетворювач сигналів; 4 – прилад VIBROTEST 30; 5 – PC;
 6 – аналого-цифровий перетворювач сигналів;
 7 – твердий диск комп'ютера

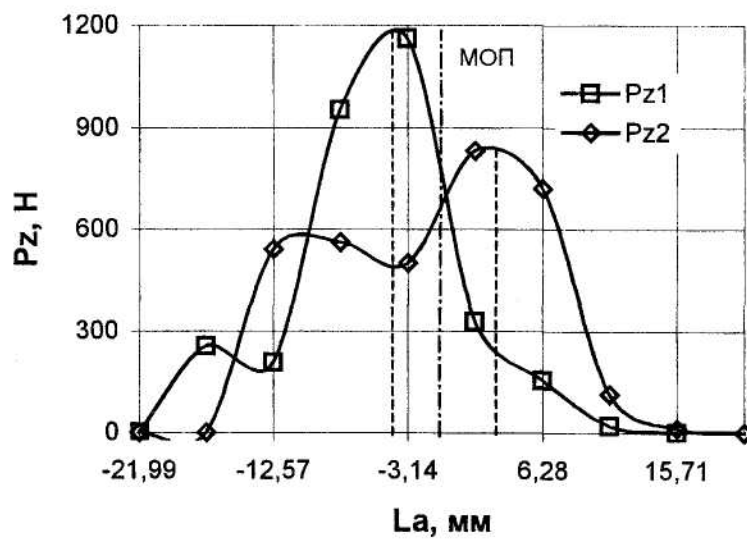


Рис. 2. Розподіл тангенційної складової сили однозубого різання на активній довжині черв'ячної фрези: 1 – подача зустрічна; 2 – подача попутна

Запис коливань здійснювався з допомогою вібровимірювальної системи (рис. 1), у складі якої прилад VIBROTEST 30 SCHENCK, 16-ти розрядний аналого-цифровий перетворювач сигналів ES-1868, вібраційні давачі VS-080 і персональний комп'ютер. Важливе значення має місце встановлення давачів, які необхідно закріпити у таких перетинах, переміщення яких визначають величину переміщень інструменту і заготовки.

Виходячи з цього, коливання y_1 , y_2 вимірювалися безпосередньо на робочій та інструментальній осях, одночасно по двох каналах. Для вібродавачів на інструментальну і робочу оправки встановлювалися циліндричні деталі, розміри яких відповідали черв'ячній фрезі і зубчастому колесу. На цих деталях, що імітували інструмент і заготовку, утворено односторонні площини під установочну базу давачів та ділянку для розміщення батавської слізки.

З протилежного боку у місці контакту на обох деталях виконано скоси під кутом до торця заготовки, які при створенні натягу у системі забезпечують положення вектора сили, який співпадає з напрямком сили різання і утворює з вертикальною віссю верстата кут φ_x . Під час експерименту робота на іншому обладнанні лабораторії не велася, рівень шумів, що реєстрували прилади при непрацюючому верстаті, не перевищував 1,5 % корисного сигналу.

Для опису нестационарних процесів, якими є реалізації вихідних коливань, використана модель локально-стаціонарного випадкового процесу [14]. Остання передбачає вибір ділянок, на яких сигнал зберігає ознаки стаціонарності, при цьому, зважаючи на коротку тривалість реалізації, стаціонарні ділянки вибрано за методикою [15].

З метою підвищення точності експериментів здійснювали їх кількакратне дублювання з наступним усередненням на усіх реалізаціях. Для автоматизованого опрацювання вібраційних сигналів на ділянках локальної стаціонарності, комп'ютерної обробки даних із метою розкладу сигналів у ряд Фур'є, розрахунку постійних складових, комплексних амплітуд і фаз елементарних гармонік, статистичного аналізу результатів на основі положень теорії випадкових функцій використано спеціалізоване програмне забезпечення [16]; частота дискретизації вихідного сигналу – 11025 Гц, інтервал квантування амплітуди – 10^{-4} мкм.

1.3. Розрахунок параметрів нормальних форм коливань. На рис. 3 показані реалізації вихідних коливань, а на рис. 4 представлені амплітудно-частотні і фазочастотні характеристики, усереднені за ансамблем реалізацій.

Розподіл між частотами енергії коливних процесів, які відбуваються на осях інструменту і заготовки, характеризує спектральна густина відносних коливань на виході багаторезонансної системи (рис. 5); найбільшу потужність мають коливання на нижчих власних частотах у діапазоні від 10 до 150 Гц.

Як видно із наведених графіків, у спектрах вихідних сигналів можна виділити обмежену кількість коливань з амплітудами, що суттєво відрізняються від інших складових спектра. Виходячи з того, що у реальних системах рівень вихідних сигналів на резонансних частотах на порядок більший, ніж на частотах, віддалених від резонансних [6], частоти, на яких спектральна густина яких має пікові значення, можна вважати власними або близькими до власних частот ланок пружної системи.

На основі цього у спектрах вихідних сигналів із частотою до 1 кГц можна виділити 5 коливних ланок у гільці черв'ячної фрези з власними частотами 48,8 Гц; 195,1 Гц; 585,6 Гц; 845,3,4 Гц; 878,1 Гц та 6 коливних ланок у гільці заготовки, власні частоти яких становлять 16,3 Гц; 211,4 Гц; 341,6 Гц; 537,2 Гц; 780,5 Гц, 878,1 Гц. Дані частоти відповідають нормальним формам коливань елементів верстата і є визначальними для його динамічної характеристики. Таким чином, складну багатомасову систему зубофрезерного верстата можна представити домінуючою коливною системою з 11 ступенів вільності, а при роботі верстата на частотах, значення яких близькі до вказаних, можлива втрата стійкості у його пружній системі. Інтенсивних коливань можна очікувати при частоті, наближеній до 878 Гц, оскільки елементи з такою власною частотою є у обох гілках верстата; таку частоту збудження можуть створювати високочастотні складові спектра сили різання.

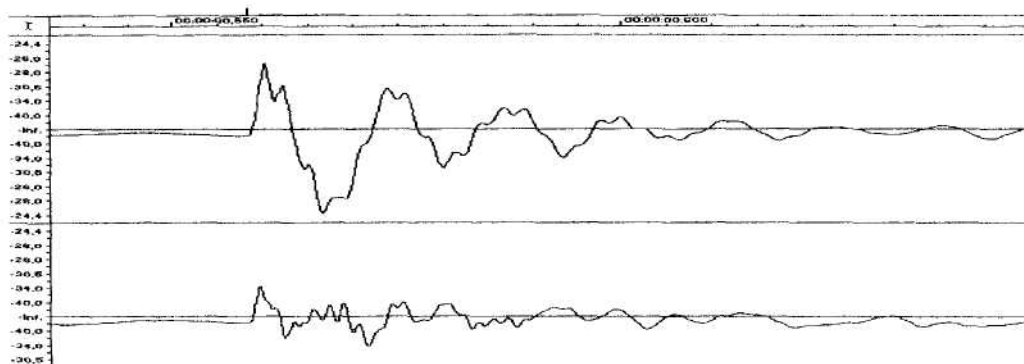


Рис. 3. Реалізації вихідних сигналів у ланцюгах інструменту і заготовки

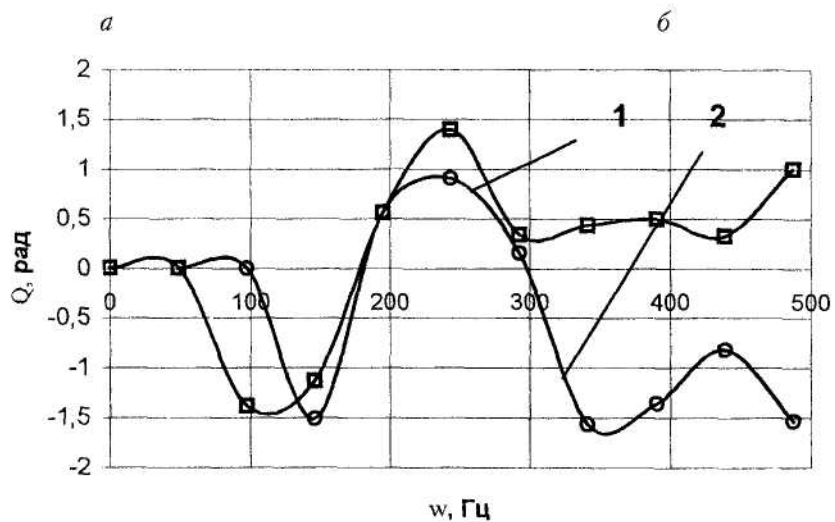
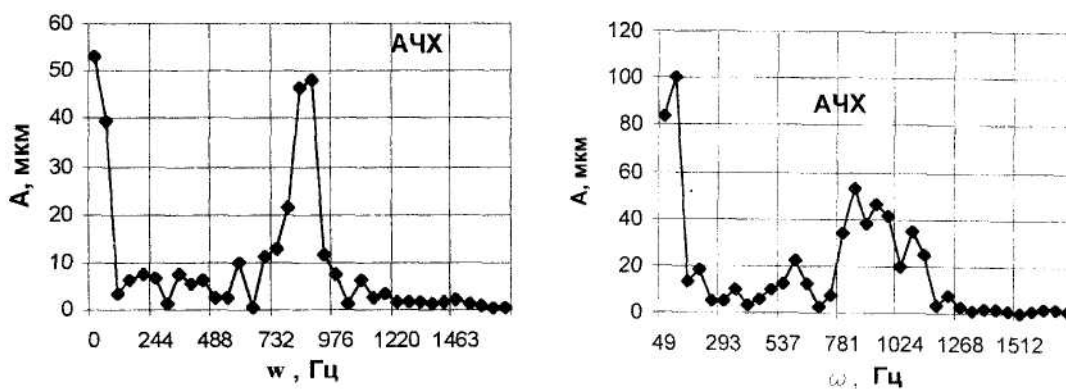


Рис. 4. Амплітудно-частотні (а, б) і фазо-частотні (в) характеристики спектра реалізації вихідних сигналів на осі заготовки (а, 1) та осі інструменту (б, 2)

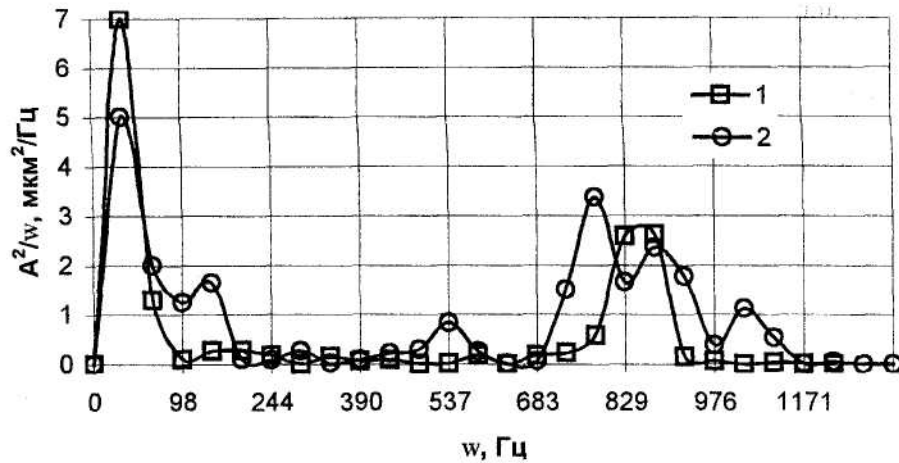


Рис. 5. Оцінка спектральної густини абсолютних коливань у гілках інструменту (1) і заготовки (2)

Характеристика еквівалентної пружної системи за зв'язком із різанням визначається складовою сили різання, напрямком якої збігається із напрямком головної вертикальної геометричної осі зубофрезерного верстата – складовою P_z , та ортогональним відносним зміщенням y інструменту і заготовки. Представимо коливання кожної нормальної форми у нормалізованому вигляді, використовуючи сталі часу перехідних процесів. Рівняння зв'язку вихідної координати y по вхідній P_z для кожної із коливних ланок з власною частотою ω_n можна представити такою залежністю:

$$(T_1^2 p^2 + T_2 p + 1) \cdot y = \frac{P_z}{C}, \tag{1}$$

де p – оператор Лапласа; $1/C$ – статична характеристика верстата; y – відносне радіальне зміщення інструменту і заготовки у напрямку нормалі до поверхні різання; T_1, T_2 – інерційна і дисипативна сталі часу перехідного процесу; P_z – тангенційна складова сили різання, H ; для прямозубого колеса ця проекція співпадає з головною складовою сили різання у положенні нульового повороту передньої поверхні рейки відносно міжосьового перпендикуляра. Передавальна функція i -ої коливної ланки (1):

$$W_i = \frac{y}{P_z} = \frac{K}{T_{1i}^2 p^2 + T_{2i} p + 1}, \tag{2}$$

де $K = \frac{\cos \varphi_k \cdot \cos \lambda}{C}$ – коефіцієнт передачі; φ_k – середній кут контакту фрези з заготовкою; λ – кут повороту фрезерного суппорта.

Інерційну складову часу для кожної із нормальних форм ($i = 1, 2, \dots, k$) у спектрі вихідного сигналу можна розрахувати за резонансною частотою даної форми:

$$T_{1i} = \frac{1}{\omega_{si}}.$$

Для знаходження сталої часу T_2 необхідна величина фазового зсуву між вхідною дією і вихідним сигналом. За умовами експерименту вимірювання фаз не проводилося, проте ці значення можна вирахувати, виходячи з наступного. Внаслідок малої тривалості імпульсу у порівнянні із часом затухаючого коливання, випередження або відставання певної гармонійної складової відносно збуджуючої дії ототожнимо з фазовим зсувом цього коливання відносно першої складової спектра з найнижчою частотою, для якої фазовий зсув, наприклад, буде дорівнювати нулю. Тоді

$$T_{2i} = \text{tg} \theta_i \cdot \frac{T_{1i}^2 \cdot \omega_{si}^2 - 1}{\omega_{si}}, \tag{3}$$

де θ_i – фаза i -ої складової спектра відносно першої квазістатичної гармоніки.

Із припущення випливає результат у першому наближенні без суттєвої втрати точності розрахунків при обмежених технічних засобах і поширюється на пружні системи, передавальні функції яких можуть бути описані коливними або аперіодичними ланками.

У табл. 1 наведено значення резонансних частот пружної системи зубофрезерного верстату мод. 5Е32, сталі часу і передавальні функції ланок із нормальними формами коливань. Як видно з цих рівнянь, в обох ланцюгах є елементи, резонансні частоти яких лежать в широкому частотному інтервалі. Передавальні функції коливних ланок 2, 3, 6, 8, 11 свідчать про потенційну нестійкість даних ланок.

2. Визначення динамічної характеристики еквівалентної пружної системи за формами вільних коливань. Найбільш повно динамічні властивості верстату визначаються його амплітудно-фазовою частотною характеристикою, яка дає можливість встановити запас стійкості за аналізом розімкненої пружної системи з допомогою частотних методів. Скористуємось уявленням про розімкнену динамічну систему верстату як про двоконтурну, одним із контурів якої є процес різання, а другим – еквівалентна пружна система [1]. Оскільки ЕПС складається із паралельних ланок із нормальними формами коливань, то знайдемо її АФЧХ, як суму динамічних характеристик ланок:

$$W_{\text{ЕПС}} = K \cdot \sum_{i=1}^k \frac{1}{T_{1i}^2 p^2 + T_{2i} p + 1} \quad (4)$$

На рис. 6 представлені АФЧХ підсистем черв'ячної фрези і заготовки та еквівалентної пружної системи верстата в цілому. Дані графіки свідчать, що, як окремі ланцюги інструменту і заготовки, так і ЕПС зубофрезерного верстата за зв'язком із різанням є потенційно нестійкими. Втрата стійкості у системі настає на частотах, при яких спостерігається перетин уявної осі, тобто у частотному діапазоні $\omega \geq 400$ Гц, а максимальне від'ємне значення Re^m на дійсній осі характеризує запас стійкості пружної системи.

Доповнення динамічної характеристики ЕПС динамічною характеристикою процесу різання і частотою та інтенсивністю сили різання дозволить дати оцінку динаміки замкненої двоконтурної системи верстата.

Висновки. Представлений метод має наступні основні переваги:

1. Забезпечується визначення власних частот та динамічної характеристики еквівалентної пружної системи зубофрезерного верстата, встановлення запасу стійкості у цій системі.
2. Мінімальні обсяги дослідного матеріалу у поєднанні з високою інформативністю при одночасній технічній простоті та можливості використання звичайної вібровиміральної апаратури, комп'ютерного запису і обробки експериментальних даних дозволяють звести до мінімуму затрати часу та зменшити працемісткість динамічних досліджень.
3. Завдяки універсальності методу можливим є його використання для динамічного аналізу і виявлення ступенів вільності при виборі розрахункових схем і встановленні домінуючих несних систем металорізальних верстатів різних типів.

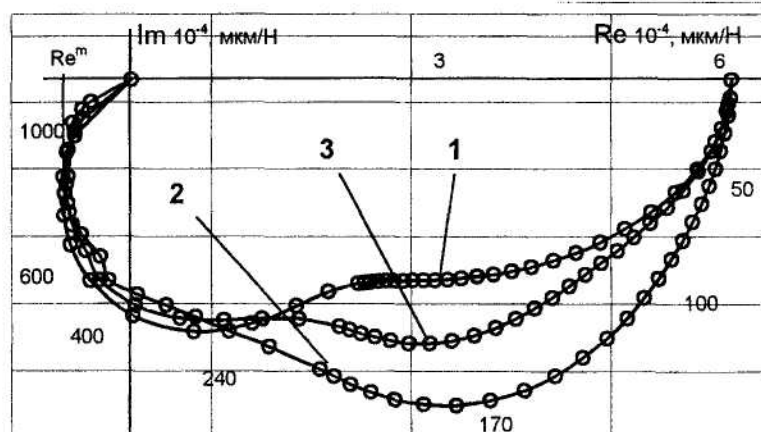


Рис. 6. АФЧХ гілок заготовки (1), інструменту (2) і ЕПС (3)

Таблиця 1

Власні частоти, сталі часу і передавальні функції ланок

θ_n	T_1	T_2	W
Гілка заготовки			
16,3	0,060	0,0011	$\frac{K}{(0,06p^2 + 0,0011p + 1)}$
211,4	0,0047	0,0021	$\frac{K}{(0,0047p^2 - 0,0021p + 1)}$
341,6	0,0029	0,023	$\frac{K}{(0,0029p^2 - 0,0023p + 1)}$
537,2	0,0019	0,0012	$\frac{K}{(0,0019p^2 + 0,0012p + 1)}$
780,5	0,0013	0,0009	$\frac{K}{(0,0013p^2 + 0,0009p + 1)}$
878,1	0,0011	0,0004	$\frac{K}{(0,0011p^2 - 0,0004p + 1)}$
Гілка інструменту			
48,8	0,0205	0,0011	$\frac{K}{(0,0205p^2 + 0,0011p + 1)}$
195,1	0,0051	0,0022	$\frac{K}{(0,0051p^2 - 0,0022p + 1)}$
585,6	0,0017	0,0057	$\frac{K}{(0,0017p^2 + 0,0057p + 1)}$
845,3	0,0012	0,0044	$\frac{K}{(0,0012p^2 + 0,0044p + 1)}$
878,1	0,0011	0,0074	$\frac{K}{(0,0011p^2 - 0,0074p + 1)}$

ЛІТЕРАТУРА:

1. Кудинов В.А. Динамика станков. – М.: Машиностроение, 1967. – 360 с.
2. Каминская В.В. Исследование динамики тяжелых карусельных станков // Станки и инструмент. – 1984. – № 12. – С. 8–12.
3. Никитин Б.В. Расчет динамических характеристик металлорежущих станков. – М.: Машгиз, 1962. – 112 с.
4. Пановко Я.Г., Губанова И.И. Устойчивость и колебания упругих систем. – М.: Наука, 1987. – 352 с.
5. Добрынин А.С., Фельдман М.С., Фирсов Г.И. Методы автоматизированного исследования вибраций машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1987. – 224 с.
6. Каминская В.В. Расчет колебаний несущих систем станков, находящихся под действием импульсных возмущений // Станки и инструмент. – 1966. – № 12. С. 1–8.
7. Великовский А.Л., Евстигнеев Ю.А., Ротницкая Т.Ю. Определение динамических характеристик цепи деления зубофрезерного станка // Станки и инструмент. – 1973. – № 2. – С. 5–6.
8. Федоров И.М., Воробьева Т.С., Кочинев Н.А. Исследование динамических характеристик зубофрезерного станка // Станки и инструмент. – 1973. – № 1. – С. 7–8.
9. Азаров А.М., Саег А.М. Установка для динамических исследований зубофрезерного станка / Исследование технологии и конструкции деталей машин, оборудования и инструмента. – М., 1985. – С. 75–80.
10. Санкин Ю.Н., Климовский В.В. Построение передаточных функций несущих систем станков // Станки и инструмент. – 1982. – № 8. – С. 14–16.

11. Грицай І.Є., Ситник В.В. Силове поле черв'ячної зуборізної фрези та його кількісна оцінка // Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні й приладобудуванні. Вісник ДУ "Львівська політехніка". – 1999. – № 371. – С. 3–12.
12. Грицай І.Є. Параметрична модель стійкості черв'ячної фрези за роботою різання її зубців та лез // Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. Зб. наукових праць. – Випуск 3. – Львів. – 2000. – С. 53–57.
13. Грицай І.Є. Моделювання та оптимізація динаміки процесу різання черв'ячними фрезами з розподіленим вихідним контуром // Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні й приладобудуванні. Вісник ДУ "Львівська політехніка". – 2000. – № 371. – С. 11–19.
14. Silverman R.A. Locally stationary random processes / Trans. IRE. – Vol. IT-3. – 1957. – P. 182–196.
15. Pogribny W., Rozhankivsky I., Hren Y. Adaptive Local-Stationarity Research Algorithm Based on the Moving Windows // Proceedings of International Conference on Modern Problems of Telecommunications, Computer Science and Engineers Training, Lviv-Slavskop. – 2000. – P. 104–105.
16. Позрібний В.О., Рожанківський І.В., Грень Я.В. Використання різницевих підходів для діагностики дефектів енергетичного обладнання // Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні й приладобудуванні. Вісник ДУ "Львівська політехніка". – 1999. – № 371. – С. 127–132.

ГРЕНЬ Ярослав Максимович – кандидат технічних наук, асистент кафедри автоматизації і комплексної механізації Національного технічного університету України "Львівська політехніка".

Наукові інтереси:

– теорія проектування інструменту.

ГРИЦАЙ Ігор Євгенович – кандидат технічних наук, доцент кафедри технологій машинобудування Національного технічного університету України "Львівська політехніка".

Наукові інтереси:

– теорія проектування інструменту.

РАВСЬКА Наталія Сергіївна – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри "Інструментальне виробництво" Національного технічного університету України "КПІ".

Наукові інтереси:

– теорія проектування інструменту.

Подано 14.05.2001