

УДК 624.9.06

Подольський М.І. *, асистент; Кузнєцов Ю.М.***, д.т.н., професор;

Дмитрієв Д.О. *, д.т.н., доцент, Сідоров В.А.***, к.т.н., доцент

*Херсонський національний технічний університет

**Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»

***Донецький національний технічний університет

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ СТРИЖНЕВОЇ СУПОРТНОЇ СИСТЕМИ БАГАТОЦІЛЬОВОГО ТОКАРНОГО ВЕРСТАТА У ПРОЦЕСІ РІЗАННЯ

В роботі експериментально досліджено динамічні характеристики стрижневої супортної системи токарного верстата у процесі обробки циліндричних деталей, проведено апробацію математичної моделі динаміки стрижневої системи супорту та розробленого програмного продукту, виконано порівняння експериментально отриманих даних з теоретично прогнозованими.

Токарний верстат, стрижнева супортна система, механізми паралельної структури (МПС), жорсткість, динамічні властивості.

Вступ. Верстати на основі механізмів паралельної структури (МПС) стають альтернативою традиційних компоновок верстатів та мають переваги над ними у функціональності, технологічних можливостях, швидкості робочих та допоміжних рухів. Однак залишаються недослідженими і необґрунтованими питання працездатності гібридних компоновок токарних багатоцільових верстатів з МПС для сумісного виконання різних технологічних операцій з різними навантажувальними умовами на виконавчий орган (ВО).

Постановка проблеми. Жорсткість складових елементів супортної системи на основі МПС безпосередньо впливає на пружні переміщення ВО під дією зовнішніх сил та моментів, викликаних зусиллями різання, на динамічні показники (величини власних частот, час перехідних процесів, вібропереміщення, віброшвидкість та віброприскорення на перехідних режимах під час обробки). Компоновка верстата, яка відрізняється структурою, пропорціями і розмірами, безпосередньо формує його пружні показники [1]. Одними з перших вітчизняних наукових робіт, в яких розглянуто питання визначення динамічних характеристик верстатів з МПС є [2, 3, 8, 9], але вони стосуються переважно сверлильних верстатів традиційної компоновки або з МПС типу “гексапод”. Зусилля різання при токарній обробці відрізняються по напрямку дії та по величині від умов свердління та фрезерування (перевага осьового навантаження та крутного моменту). Таким чином постає необхідність в проведенні експериментального дослідження динамічної поведінки супортної системи токарного верстата.

Мета дослідження. Визначення величини частот коливань елементів стрижневої системи, а також показників вібропереміщення, віброшвидкості та віброприскорення у процесі обробки для апробації математичної моделі.

Основна частина. Експериментальні дослідження динамічних характеристик проводилися на модернізованому токарному верстаті з ЧПК, де замість двокоординатного супорта встановлена стрижнева система з шістьма штангами постійної довжини із револьверною головкою, що створює гібридну компоновку багатоцільового токарного верстата (рис.1, а) [5]. Динамічні показники отримувались за допомогою одноканального віброаналізатора моделі 795М [4] (рис.1,б) вимірювальні датчики розташовані у двох площинах згідно схеми (рис.1,в).

З метою виключення впливу зазорів у напрямних кожної каретки стрижня, супортна система під час виконання вимірів була жорстко зафіксована на напрямних, а замість револьверної головки була оснащена окремим приводом повздовжньої подачі згідно компоновки та результатів досліджень [6,7]. На відміну від робіт по визначенню власних частот коливань системи [8,9], де для збудження коливань використовувався принцип обертання у шпинделі сверлильно-фрезерного верстата ексцентричної деталі (що виключало вплив реальних показників зусиль різання), в даній роботі, вимірювання проведені безпосередньо під час обробки деталей з імітацією стаціонарної обробки, перехідних процесів тощо, як з постійною так і змінною величиною припуску, що знімається.

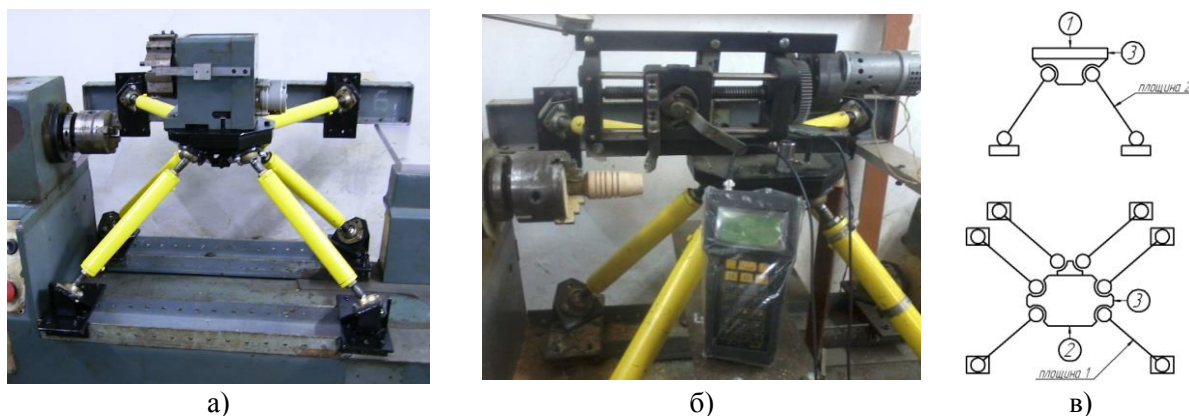


Рис. 1. Стенд для визначення динамічних характеристик:

а – токарний багатопільовий верстат з МПС гібридної компоновки; б – модуль повздовжньої подачі та віброаналізатор; в – схема розташування вимірювальних датчиків

Для визначення величини просторового переміщення супортної платформи та стрижнів системи навантажували систему зусиллям різання від обробки алюмінієвої заготовки. Величини складових зусилля різання розраховано заздалегідь за емпіричними формулами теорії різання: $P_z = 350\text{H}$, $P_x = 210\text{H}$, $P_y = 105\text{H}$.

При обробці деталі циліндричної форми з матеріалу – алюмінію, з постійними значеннями величин частоти обертів шпинделя = 1000об/хв, подачі та припуску, що знімається, отримані наступні показники (табл. 1).

Таблиця.1

Величини переміщення центру мас стрижневої системи

Вимірюваний параметр	№ вимірювача			Середньоквадратичне значення
	1	2	3	
Вібропереміщення, мкм	49,39	53,86	41,911	80,65
Віброшвидкість, мм/с	4,46	4,03	3,27	6,83
Віброприскорення м/с^2	2,81	2,105	2,85	4,47

Якщо розглянути переміщення платформи по трьох координатах у вигляді спектрограм (рис.2), то помітно, що коливання у трьох напрямках вимірювання мають низькочастотну (2-3Гц, 9-10 Гц) та високочастотну (37-40Гц та 80-90Гц) складову та співпадають у часі для трьох напрямків вимірювання, що підтверджує правдивість отриманих результатів дослідження.

Аналізуючи спектрограми (полігармонічний сигнал), виявилось неоднорідність жорсткості по напрямках дії сил: по всіх трьох координатах максимальне значення переміщення спостерігається у діапазонах частот 2-3Гц, 9-10Гц, 19-21Гц та 37-40Гц. Перший та третій частотні діапазони співпадають з результатами аналогічних вимірювань при дослідженні частот власних коливань. Відносно мінімальні переміщення у напрямку P_y та P_z обумовлені особливістю компоновки: у випадку з P_y навантаження направлено вертикально та розподіляється на чотири штанги рівномірно; у випадку з P_z – найбільшої складової, платформа крім чотирьох штанг, дві з яких протидіють стискаючому навантаженню, а дві – розтягуючому, додатково підтримується двома штангами у горизонтальній площині, що забезпечує додаткову жорсткість та протидію як лінійному відтисканню, так і крутному моменту від дії складового зусилля P_z відносно вісі супортної системи.

В результаті аналізу вимірювань вібрацій платформи по трьох координатах визначено область вібропереміщення різального інструменту при поздовжньому точінні (рис.2, г).

При збільшенні величини повздовжньої подачі інструмента спостерігається зміна співвідношення між амплітудами (рис.3,а,б): максимальною за значенням амплітуди переміщення стає частота діапазону 9-10Гц, амплітуда на частотах 2-3Гц зостається майже незмінною в незалежності від величини навантаження зусиллями різання, а діапазону 37-40 зменшується. Це пояснюється тим, що частоти діапазону 2-3Гц не є частотами процесу різання, а відображають коливання усієї досліджуваної супортної системи разом із верстатом, на якому вона базується.

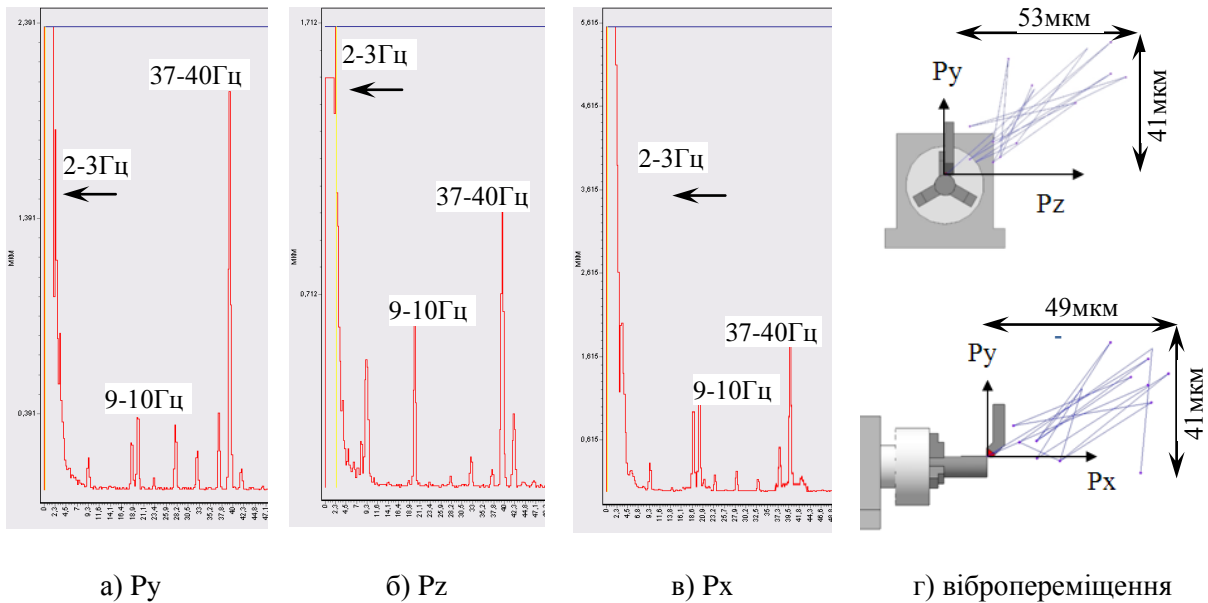


Рис. 2. Спектральна щільність переміщення супортної платформи по напрямках дії складових зусилля різання і область експериментально отриманих вібропереміщень різального інструменту

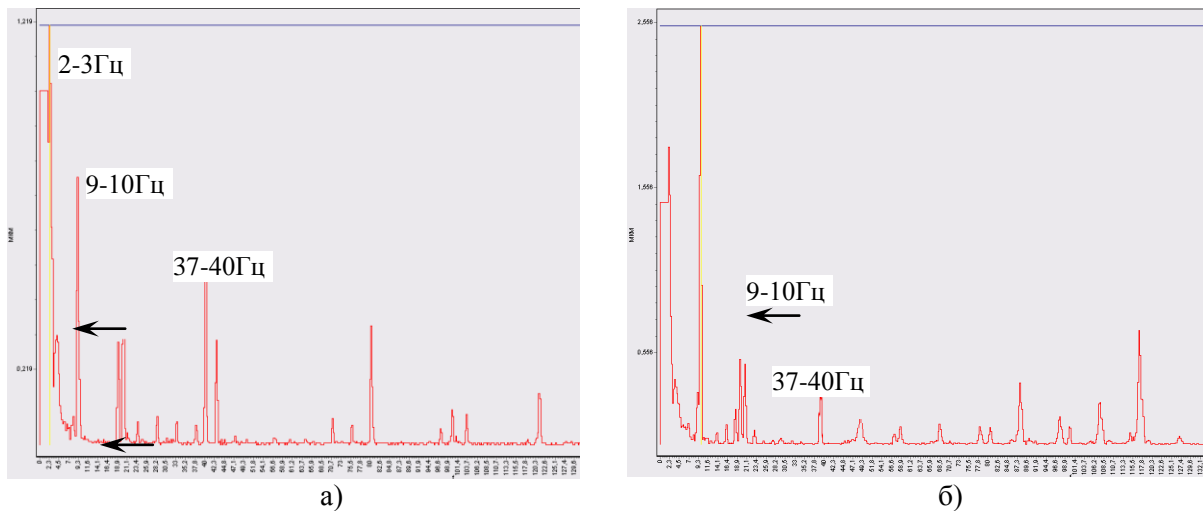


Рис. 3. Спектри вібропереміщень стрижневої супортної системи:
а – подача $S = 0,1$ мм/об; б – подача $S = 0,2$ мм/об

Зміна амплітуди коливань у діапазоні частот 19-21 Гц та 37-40 Гц свідчить про те, що коливання на цих частотах є вторинними гармоніками, що викликані наявністю зазорів та похибок виконання конструкції супортної системи. При зростанні навантаження на систему амплітуди цих коливань змінюються пропорційно зусиллю різання та зменшенню-збільшенню величин зазорів у з'єднаннях. Таким чином, амплітуда переміщення по трьох різних ортогональних координатах у діапазоні 19-21 Гц та 37-40 Гц є практично незмінною, при різних значеннях складових зусилля різання, що пояснюється наявністю коливань лише в межах конструктивних зазорів. Це підтверджується «кратністю» величин частот цих діапазонів величині 9-10 Гц (з урахуванням похибки експерименту).

Аналогічна ситуація складеться при зміні частоти обертання шпинделя: віброхарактеристики проявляються у тих самих частотних діапазонах та відрізняються лише за величиною.

Експериментально досліджувався вплив режимів різання, таких як швидкість обертання шпинделя на зміну динамічних показників, за умови постійної величини припуску, що знімається. За результатами обробки отриманих даних визначено, що значення вібропереміщення, віброшвидкості та віброприскорення сягають максимальної величини майже на однакових частотах і відрізняються лише значенням, якщо порівнювати дані експерименту на різних швидкостях різання. В спектрограмах наявні осередки групування максимальних амплітуд (рис. 4).

На підставі отриманих вимірювань побудовано залежності (рис.4,б-г) зміни величини вібропереміщення, віброшвидкості та віброприскорення в залежності від технологічних режимів обробки.

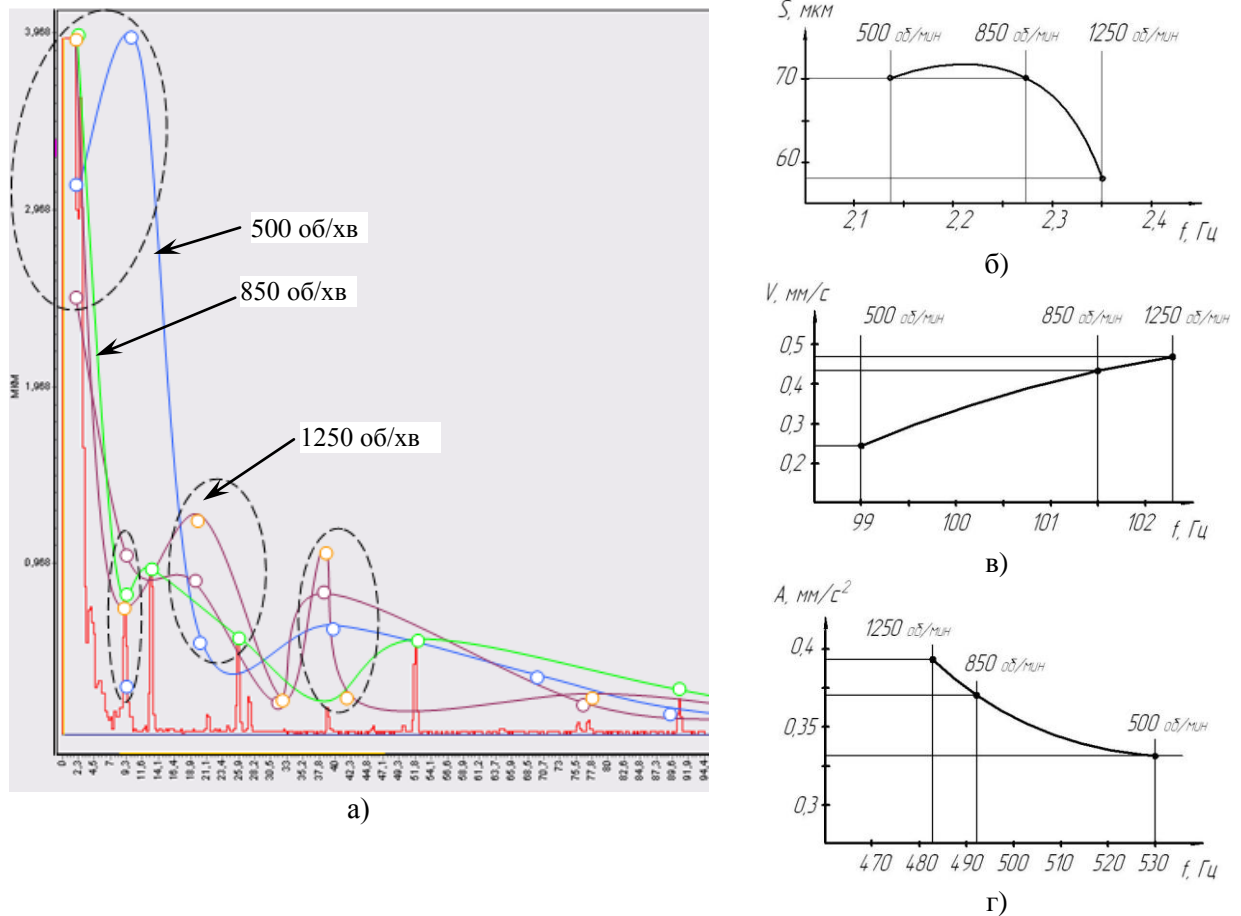


Рис.4 . Зведена спектрограма залежності вібропереміщення від частоти обертання шпинделя: а – траєкторії вібропереміщення при різних частотах обертів шпинделя; б – вібропереміщення; в – віброшвидкість; г – віброприскорення

Досліджено роботу верстата при змінних навантаженнях та перехідних процесах на початку та в кінці обробки, при врізанні та виході інструменту. Використання такого підходу дозволило дослідити динамічний процес в умовах реальної обробки (без імітації навантаження різними пристроями), виміряти та оцінити одразу декілька параметрів за одних умов обробки (що не можливо при застосуванні одноканального віброаналізатора).

Оскільки процес врізання (рис. 5, а) не є ударним процесом та характеризується поступовим навантаженням системи, у якості «удару» пропонується обробка заготовки при виході інструменту. Матеріал деталі – деревина. Форма деталі – диски, що забезпечує ударний вплив на систему під час «зриву» залишкового припуску. Зі спектрограми (рис. 5, б), час стабілізації системи після дії ударного навантаження 0,15 секунди.

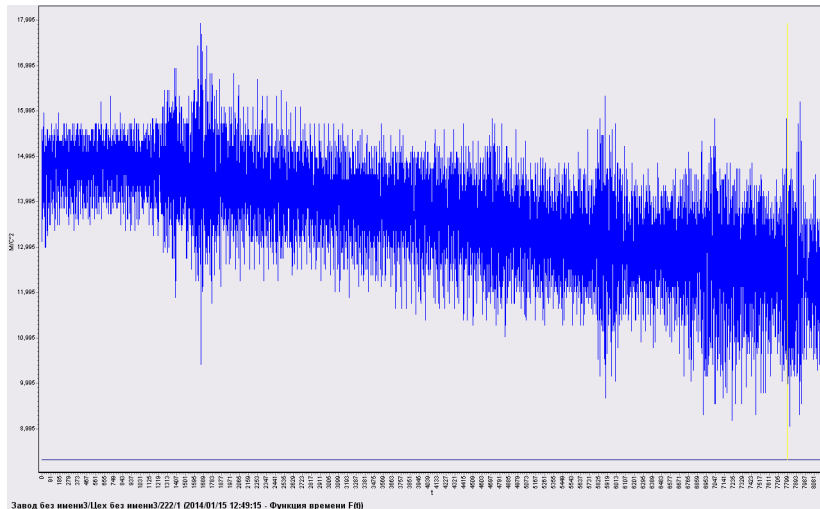
При заданих коефіцієнтах нерівномірності радіальної δC_p і поворотної δC_{II} жорсткості затискного патрона розмах їх максимальних значень:

$$\Delta C_p = \Delta C_{y1} = 2C_p \frac{\delta C_p}{2 - \delta C_p}, \quad \Delta C_{II} = 2C_{II} \frac{\delta C_{II}}{2 - \delta C_{II}}$$

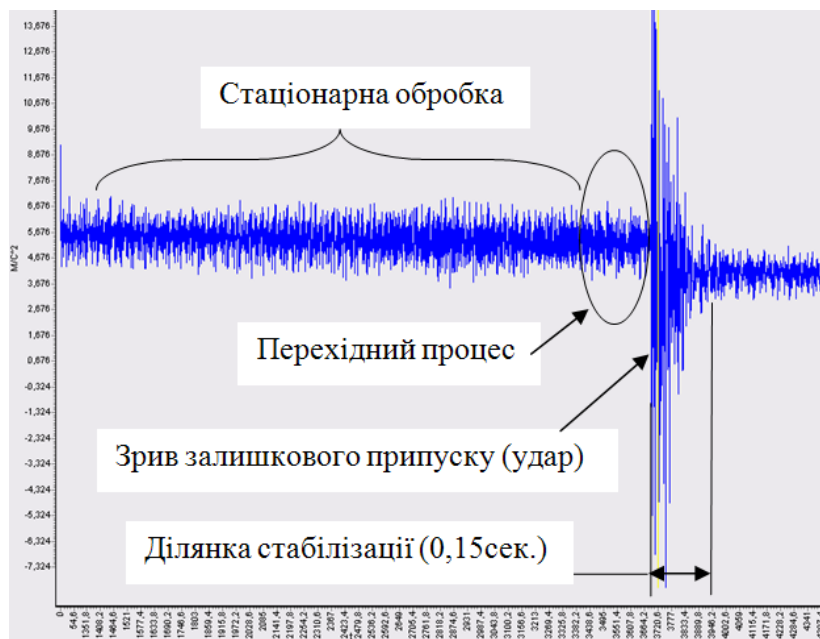
В результаті виникає додатковий припуск на обробку, який визначається нерівномірностями радіальної ΔC_p і поворотної ΔC_{II} жорсткості, нерівномірністю жорсткості супорта ΔC_y , відхиленням від круглості заготовки δd та її радіальним биттям (ексцентричністю) Δp :

$$\delta y = \delta y_p + \delta y_m + \delta y_{cyn} + \frac{\delta d}{2} + \frac{\Delta p}{2},$$

$$\text{де } \delta y_p = P_y \frac{\Delta C_p}{C_p^2}; \delta y_m = \frac{P_y \cdot \Delta C_{II} \cdot (l-x)}{C_{II}^2}; \delta y_{cyn} = P_y \frac{\Delta C_y}{\Delta C_y^2}.$$



а)



б)

Рис. 5. Діаграми віброприскорення: а – при врізанні інструменту; б – при різкому виході інструменту

Після підстановки отримаємо

$$\delta y = P_y \left[\frac{\Delta C_p}{C_p^2} + \frac{\Delta C_{II} \cdot (l-x)}{C_{II}^2} + \frac{\Delta C_y}{C_y^2} \right] + 0,5(\delta d + \Delta p).$$

Випадкові коливання δy призведуть до розмаху сили різання з амплітудою

$$\Delta P_{y_0} = P_{y_{\max}} - P_{y_{\min}} = B_p \left[(t + \delta y)^{y_p} - t^{y_p} \right],$$

де t – глибина різання; y_p – показник степені; $B_p = C_{p_y} \cdot S^{x_p} \cdot K_p$ – постійна частина у емпіричній формулі для сили різання P_y .

При проведенні попереднього моделювання динамічної поведінки стрижневої супорної системи на основі МПС токарного верстата за допомогою одномасової математичної моделі [6,7] та, розробленого авторами програмного модулю «Tools App», у розрахунковому середовищі Maple, були отримані показники величини відтискання (вібропереміщення) ВО (центру мас системи) на рівні 50-80мкм, а час стабілізації коливань системи та перехід достаціонарного процесу різання, після дії змінного навантаження, знаходився у межах 0,08...0,15 секунди в залежності від прикладеного зусилля (імпульсу) (рис. 6).

У формулу математичної моделі по розрахунку зусилля різання введено складові, які викликають коливальні процеси на різних частотах, що будуть імітувати радіальну та поворотну жорсткість системи «деталь-супорт», а також жорсткість шпиндельного вузла та супорної системи (рис. 6, в)

$$P_{D^2\zeta\text{Aff}\beta} = P + \Delta P = C_p \cdot (a \cdot 0.009 \cdot \sin(1000t)^{X_p} \cdot S^{Y_p} \cdot V^{N_p} \cdot K_p + C_p \cdot (a \cdot 0.009 \cdot \sin(100t)^{X_p} \cdot S^{Y_p} \cdot V^{N_p} K_p + \sin(5t) + \sin(10t))$$

де a – координата точки оброблюваної траєкторії.

Порівняння експериментальних даних (рис. 6,а) з результатами, отриманими при моделюванні (рис. 6, в), доводить наявність у реальному процесі різання чотирьох складових коливань.

За реально отриманими даними по результатах експериментального дослідження визначено величину вібропереміщення ВО при стаціонарному точінні, що дорівнює 56 – 73 мкм в залежності від частоти обертання шпинделя (500-1250 об/хв), а час стабілізації системи складає 0,1...0,15 сек.

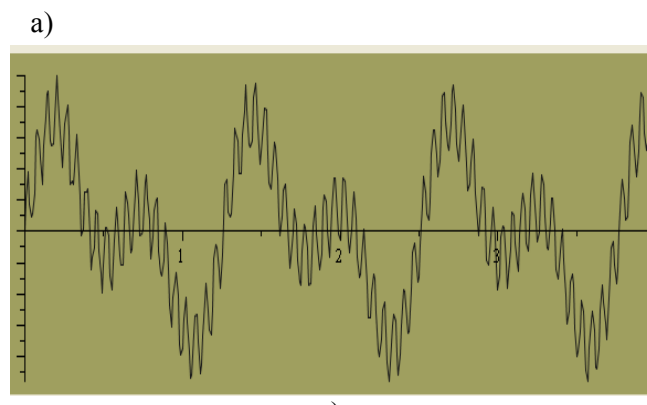
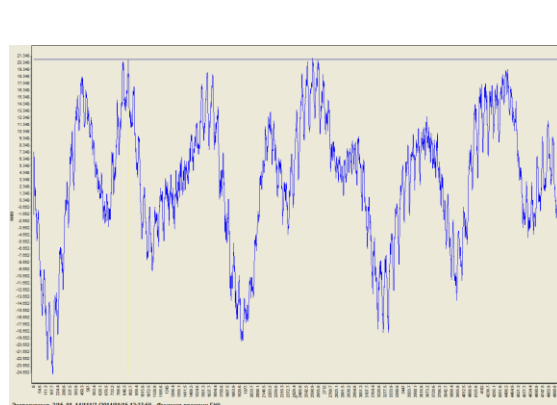
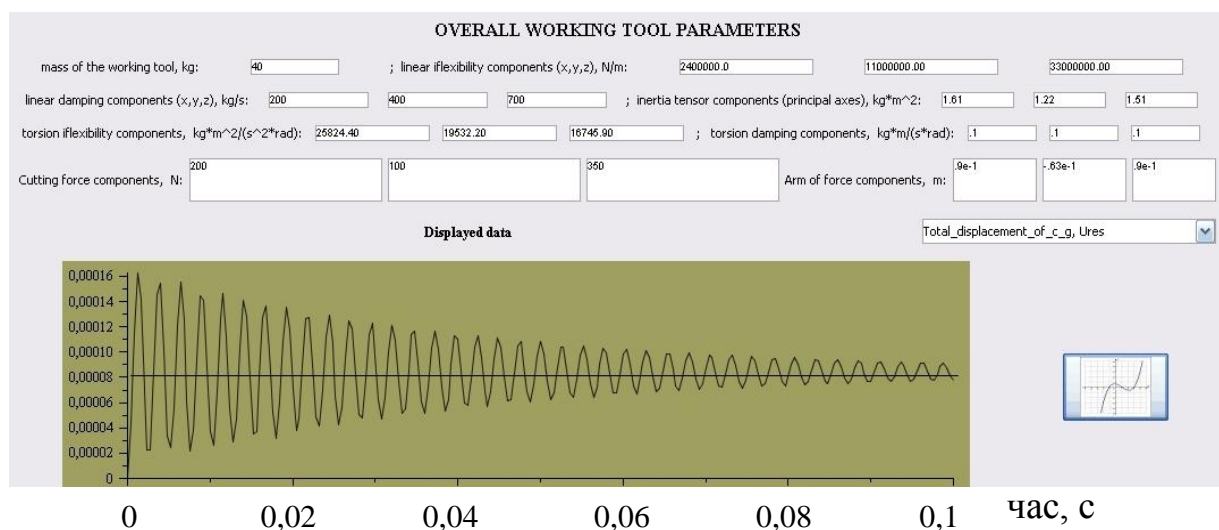


Рис.6. Коливання платформи стрижневого супорту при повздовжньому точінні:
 а – теоретичне визначення часу стабілізації та величини переміщення стрижневої системи (інтерфейс розробленої прграми «Tools App»); б –результати експериментального вимірювання коливань в інтервалі 5 с; в – результати моделювання в «Tools App»

Висновки. На токарному верстаті гібридної компоновки проведено експериментальну обробку деталей з неметалевих та металевих матеріалів, різної форми на різних технологічних режимах, в тому числі, з ударним та циклічним навантаженням.

Доведено одномасовість стрижневої супортної системи за наявності однієї основної гармоніки коливань.

Визначено траєкторію та величину просторового переміщення супортної платформи у процесі обробки. Проведено порівняльний аналіз залежності динамічних показників від режимів обробки, отримано графічні залежності їх зміни.

Встановлено величину вібропереміщення ВО при стаціонарному точінні, що дорівнює 56–73 мкм в залежності від частоти обертання шпинделю (500-1250об/хв). Експериментально визначено час стабілізації системи після дії ударного навантаження (0,1...0,15 сек) і підтверджено результати, що отримані при математичному моделюванні.

1. Дмитрієв Д.О. Компоновки верстатів з механізмами паралельної структури // Науковий журнал «Технологічні комплекси». – №3, 2011. – С.37-48.

2. Дрозденко В.М. Підвищення параметрів динамічної точності верстатів токарної групи з переміщуваним шпиндельним вузлом. Автореферат дис. кандидата. техн. наук., Київ 2012. – 19 с.

3. Кириченко А.М. Наукові основи створення мехатронних систем просторового переміщення шпинделя багатокоординатних верстатів / Кириченко А.М.// Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук. Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут». Київ, 2012.

4. Кравченко В.М., Сидоров В.А., Седуш В.Я. Технічне діагностування механічного обладнання. Підручник. Донецьк 2009. – 498 с.

5. Кузнецов Ю. Н. Компоновки станков с механизмами параллельной структуры: Монография / Ю. Н. Кузнецов, Д. А. Дмитриев, Д. Е. Диневич. Под ред. Ю. Н. Кузнецова. – Херсон: ПП Вишемирский В. С., 2010. – 417с.

6. Кузнецов Ю.Н. Токарный суппорт – гексаглад: жесткость и динамика. / Ю.Н. Кузнецов, Д.А. Дмитриев, М.И. Подольский.// Труды международной научной конференции. Габрово, 2012. – Т 2. – С. 69-74.

7. М.И. Подольский. Математическое моделирование динамики суппортной системы токарного станка типа «гексаглад». / М.И. Подольский, С.А. Русанов, Д.А. Дмитриев// Вісник СевНТУ: збірник наукових праць, вип.№139/2013. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. - Севастополь, 2013. – С. 176-182.

8. Сироткин И.О. Экспериментальное исследование статических и динамических свойств механизма параллельной структуры на примере несущей системы станка-гексапода. Дис. ... канд. техн. наук: 05.02.11, М., ИМАШ РАН им. А.А. Благонравова, 2008. – 175 с.

9. Струтинський С.В. . Експериментальне визначення динамічних характеристик та побудова на їх основі математичної моделі просторової системи приводів / С.В. Струтинський, А.А. Гуржій // Науковий журнал «Технологічні комплекси» № 1(7), 2013.