

УДК 621.9.04

Струтинський² В.Б., д.т.н., проф., Дрозденко¹ В.М. к.т.н., Юрчишин² О.Я., к.т.н., доц.

1 - ТОВ «Нивки Сіті», м. Київ, Україна

2 - НТУУ «Київський політехнічний інститут», м. Київ, Україна

КОЛИВАЛЬНІ ПРОЦЕСИ У БАГАТОКООРДИНАТНИХ ВЕРСТАТАХ ПАРАЛЕЛЬНОЇ КІНЕМАТИКИ, ОБУМОВЛЕНІ ГІРОСКОПІЧНИМИ МОМЕНТАМИ, ЯКІ ДІЮТЬ НА ШПИНДЕЛЬ

Strutins'kij² V., Drozdenko¹ V., Jurchishin² O.

1 - Ltd. «Nivki City», Kyiv, Ukraine

2 - National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute», Kyiv, Ukraine (oksanajur@mail.ru)

OSCILLATORY PROCESSES IN A MULTI PARALLEL KINEMATICS MACHINE TOOLS, DUE TO THE GYROSCOPIC TORQUE ACTING ON THE SPINDLE

Розглянуто особливості просторового руху шпинделя верстата паралельної кінематики. Показано, що просторовий рух шпинделя зумовлює виникнення гіроскопічних моментів, які діють на шпиндель. Складені рівняння динамічної рівноваги шпинделя, встановленого на платформі верстата. Розроблено структурну математичну модель просторового переміщення шпинделя під дією гіроскопічних моментів. В результаті математичного моделювання визначено коливальні процеси в багатокординатних верстатах паралельної кінематики.

Ключові слова: верстат паралельної кінематики, шпиндель, поворот, гіроскопічний момент, математична модель, коливальний процес.

Вступ

Верстата паралельної кінематики забезпечують обробку складних криволінійних поверхонь. При цьому, шпиндель верстата здійснює просторові переміщення, зокрема, поперечно-кутові переміщення. У верстатах паралельної кінематики застосовуються компактні мотор-шпинделі з високою частотою обертання 150000 об/хв. і вище. Просторові рухи обертового шпинделя обумовлюють виникнення значних гіроскопічних моментів у шпиндельному вузлі. Гіроскопічні моменти суттєвим чином впливають на обертові деталі шпиндельного вузла. Це обумовлює виникнення інтенсивних коливальних процесів у динамічній системі верстата, а відповідно і динамічних похибок обробки. Тому дослідження коливальних процесів у багатокординатних верстатах є актуальним.

Проблема в загальному вигляді полягає в розробці високоефективних верстатів паралельної кінематики з високою частотою обертання шпинделя.

Проблема пов'язана із важливими науковими і практичними завданнями розробки прогресивних конструкцій металообробного обладнання.

В останніх дослідженнях і публікаціях [1] наведена значна кількість схемних і конструктивних рішень верстатів паралельної кінематики. Незалежно від типу верстата його основною складовою є високооборотний шпиндель [2]. В літературних джерелах [3] вказано, що ефективна обробка деталей має місце при частоті обертання шпинделя 50..150 тис. обертів за хвилину. Відомо, що в процесі роботи верстата має місце поперечно-кутове переміщення шпинделя із великими кутовими швидкостями [4]. При цьому виникають суттєві гіроскопічні моменти, які діють на шпиндель і тіла кочення підшипників, що обумовлює суттєві динамічні похибки обробки [5, 6]. Похибки обумовлені коливальними процесами у динамічній системі верстата, що мають складний характер.

Результатів досліджень коливальних процесів у багатокординатних верстатах паралельної кінематики, обумовлених гіроскопічними моментами, в літературних джерелах не виявлено.

До невіршених раніше частин загальної проблеми відноситься встановлення закономірностей коливальних процесів у верстатах, обумовлених поворотним переносним рухом шпинделя.

Метою досліджень є визначення особливостей коливальних процесів у багатокординатних верстатах паралельної кінематики, обумовлених гіроскопічними моментами, які діють на шпиндель.

Задачами досліджень поставлено встановлення динамічних навантажень на шпиндельний вузол, розробка математичної моделі та розрахунок коливальних процесів у багатокординатних верстатах паралельної кінематики.

Виклад основного матеріалу досліджень.

Багатокоординатні верстати паралельної кінематики характеризуються складним просторовим рухом ланок кінематичного ланцюга верстата. Платформа верстата 1 має шість ступенів вільності (рис. 1).

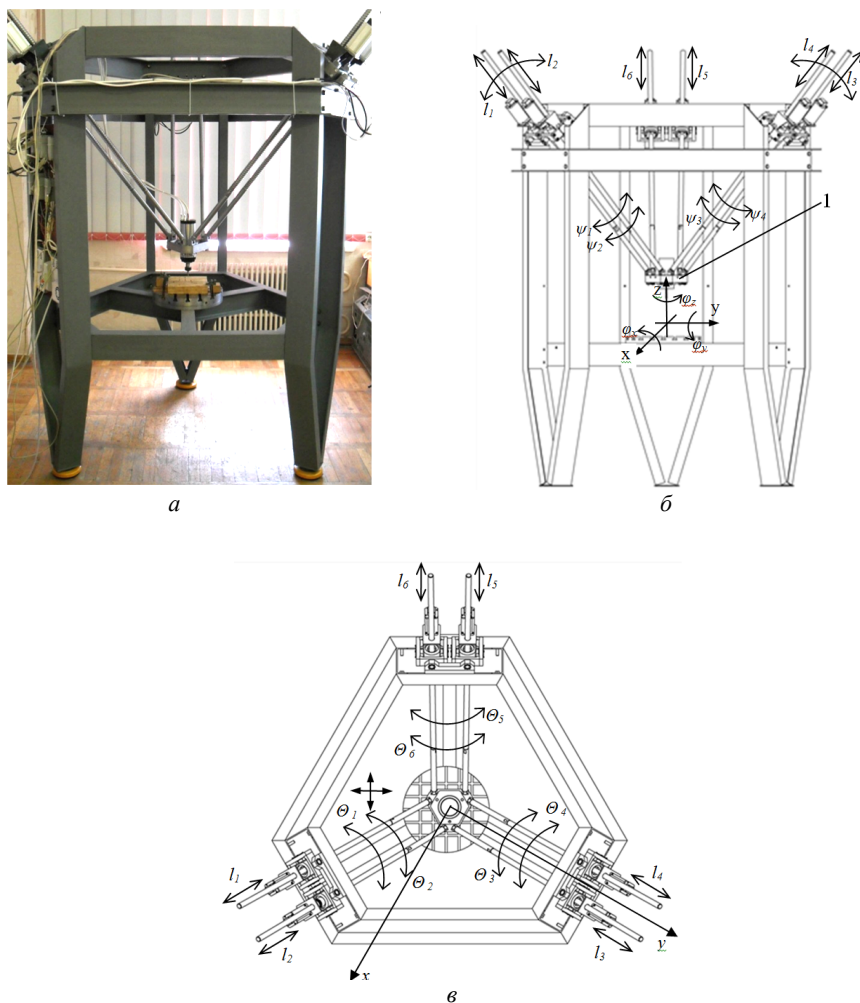


Рис. 1. Загальний вигляд верстата-гексапода (а) та схема просторових переміщень окремих ланок кінематичного ланцюга верстата (б, в)

Три ступені вільності відповідають переміщенню платформи в напрямках вісей по координатах x , y , z . Поперечно-кутові переміщення платформи описуються її поворотом на кути φ_x , φ_y , φ_z відносно вісей координат. Кожна із штанг верстата змінює свою довжину за допомогою передач гвинт-гайка на величину l_1, l_2, \dots, l_6 . При цьому кожна штанга здійснює сферичний рух відносно нерухомого шарніра. Внаслідок сферичних рухів мають місце поперечно-кутові переміщення штанг, які описуються кутами $\psi_1, \psi_2, \dots, \psi_6$ та $\Theta_1, \Theta_2, \dots, \Theta_6$.

При поперечно-кутових переміщеннях окремих вузлів верстата виникають специфічні інерційні навантаження, які діють на пружну систему верстата. Інерційні навантаження обумовлені двома групами факторів.

Перша спричинена виникненням гіроскопічних моментів внаслідок просторових поперечно-кутових переміщень окремих ланок кінематичного ланцюга верстата.

Друга група факторів пов'язана із зміною інерційних властивостей динамічної системи верстата внаслідок переміщення обертових ланок кінематичного ланцюга верстата.

Для оцінки інерційних навантажень першої групи розглянуто переносні рухи характерних вузлів і деталей верстата. Зокрема, встановлено закономірності динаміки систем сферичного руху, які відображають просторові повороти ланок відносно відповідних точок (полісів, центрів мас ланок).

Характерним вузлом, на який діють навантаження першої групи, є обертовий шпindel верстата. У верстатах паралельної кінематики використовуються шпindelні вузли з частотою обертання $20000 \dots 150000$ об/хв і вище. Тому при повороті платформи навколо миттєвої осі обертання Q вісь шпинделя, який має велику кутову швидкість власного обертання $\bar{\omega}$ також повертається навколо вісі Q з кутовою швидкістю $\bar{\Omega}$.

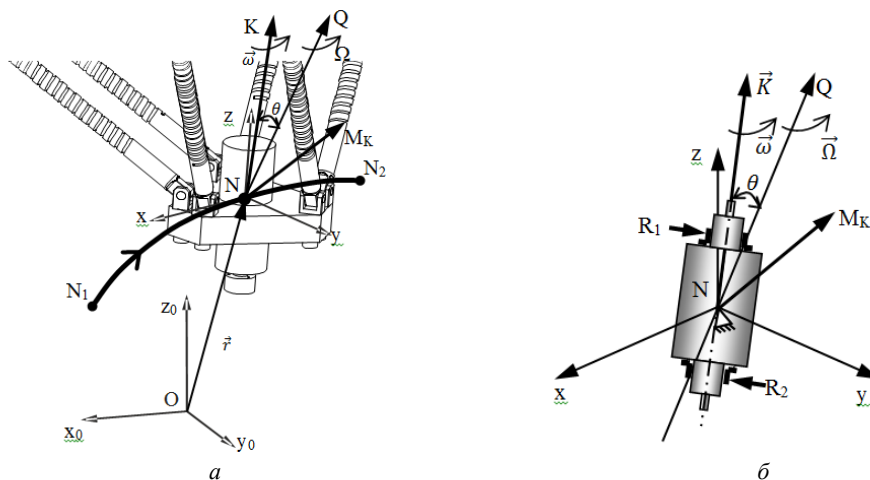


Рис. 2. Просторове переміщення платформи верстата як поворот навколо миттєвої осі обертання Q (а) та прецесійний рух обертового шпинделя з виникненням гіроскопічного моменту M_k (б)

Кутова швидкість пов'язана з кутом повороту δ диференціальною залежністю $\Omega = \frac{d\delta}{dt}$. Таким чином шпиндель здійснює прецесійний рух з кутовою швидкістю прецесії $\bar{\Omega}$. Враховуючи, що $\bar{\Omega} \ll \bar{\omega}$ для визначення динамічних навантажень на шпиндель застосовано наближену теорію руху гіроскопів [7]. Головний момент кількості руху шпинделя складає

$$\bar{K} = I\bar{\omega} \quad (1)$$

де I – момент інерції шпинделя відносно власної осі обертання.

Гіроскопічний момент, який діє на шпиндель, визначається із векторної залежності:

$$\bar{M}_k = I\bar{\omega} \times \bar{\Omega} \quad (2)$$

Модуль гіроскопічного моменту відповідно (2) дорівнює

$$|\bar{M}_k| = I|\bar{\omega}| \cdot |\bar{\Omega}| \sin \theta, \quad (3)$$

де θ – кут між віссю шпинделя і миттєвою віссю повороту виконавчого органу.

Формули (1)-(3) визначають інерційні навантаження на платформу, які відносяться до факторів першої групи.

Друга група факторів визначається сферичним рухом окремих ланок механізму [8]. Для кожної ланки механізму мають місце диференціальні рівняння сферичного руху [9].

$$\frac{d\bar{L}_i}{dt} + \bar{\omega}_i \cdot \bar{L}_i = \bar{M}_i, \quad (4)$$

де \bar{L}_i – вектор кінетичного моменту i -ї ланки; $\bar{\omega}$ – вектор кутової швидкості; \bar{M} – вектор головного моменту сил, який діє на рухомих ланку механізму.

Кінетичний момент являє собою добуток тензора інерції (I_{ij}) на вектор кутової швидкості:

$$\bar{L}_i = I \cdot \bar{\omega} \quad (5)$$

Проекції кінетичного моменту визначаються залежностями:

$$L_x = I_{xx}\omega_x - I_{xy}\omega_y - I_{zx}\omega_z, \quad L_y = -I_{xy}\omega_x + I_{yy}\omega_y - I_{yz}\omega_z, \quad L_z = -I_{zx}\omega_x - I_{zy}\omega_y + I_{zz}\omega_z \quad (6)$$

Врахування факторів другої групи, які визначають динамічні навантаження внаслідок перерозподілу мас, здійснено введенням змінних в часі тензорів інерції окремих вузлів динамічної системи верстата. Змінні в часі компоненти тензора I_{xx}, \dots, I_{zy} визначені для кожної рухомої ланки верстата [5].

Розв'язок системи рівнянь (5) проведено для кожної штанги. При цьому визначені силові фактори, які діють з боку штанг на платформу верстата. В результаті проведених досліджень встановлено, що динамічні моменти діють з боку штанг на рухомих платформу хаотично. Наявність 6-ти штанг посилює ступінь невизначеності навантажень. Тому із значним ступенем достовірності можна прийняти моментні навантаження на платформу у вигляді випадкового вектора $\bar{M}n$ з координатами M_{nx}, M_{ny}, M_{nz} . При цьому $M_{nz} \ll M_{nx}, M_{ny}$.

Для математичного опису використано гармонічні ряди із періодичними випадковими змінами частоти гармонік [8]. Компоненти вектора момента подано у вигляді

$$M_{nx} = \sum_{k=1}^m A_{kx}^* \sin \left\{ \left[v_{ox} + a_x^* \sin (v_{ax}t + b_x^*) \right] t + \psi_{kx}^* \right\}$$

$$M_{ny} = \sum_{k=1}^m A_{ky}^* \sin \left\{ \left[v_{oy} + a_y^* \sin (v_{ay}t + b_y^*) \right] t + \psi_{ky}^* \right\}$$
(7)

де A_{kx}^* , A_{ky}^* - змінні випадковим чином амплітуди гармонік; v_{ox} , v_{oy} - базові частоти гармонік змін моментів відносно вісей x і y ; a_x^* , a_y^* - амплітуди періодичних змін частоти гармонік; v_{ax} , v_{ay} - частоти періодичних змін; b_x^* , b_y^* - випадкові фази, що визначають періодичні зміни частоти; ψ_{kx}^* , ψ_{ky}^* - випадкові фази окремих гармонік.

Залежності (7) використані в подальшому для опису динамічних навантажень, які діють з боку штанг на платформу верстата.

Для динамічної системи платформи рівняння (4)-(6) застосовані у спрощеному вигляді. При цьому розглянуто лише поперечно-кутові переміщення платформи навколо двох взаємно перпендикулярних вісей x і y . Прийнято, що переміщення платформи разом із шпинделем відповідає просторовим переміщенням еквівалентного твердого тіла навколо вісей x та y .

Шпиндель має значний кінетичний момент. Це приводить до виникнення гіроскопічних моментів в динамічній системі шпинделя при наявності переносних поворотних рухів платформи. Поперечно-кутові переміщення платформи навколо вісі z не приводять до виникнення гіроскопічних моментів обертового шпинделя. Поступальні переміщення платформи в напрямках x , y та z також не дають додаткових навантажень у вигляді гіроскопічних моментів.

Розглянемо поперечно-кутові переміщення платформи відносно вісі x . В площині, перпендикулярній вісі x платформа здійснює поперечно-кутові коливання незначної амплітуди, але високої частоти. Поворот платформи навколо вісі x характеризується кутом відхилення ϕ_x та кутовою швидкістю Ω_x (рис. 3).

Під дією зовнішніх силових факторів у вигляді моменту M_x платформа здійснює обмежені поперечно-кутові коливальні рухи відносно вісі x . Коливання мають незначну амплітуду і відбуваються в межах пружних деформацій пружної системи платформи. Пружні деформації визначаються еквівалентною крутильною жорсткістю c_x . При поперечно-кутових коливаннях виникають сили опору. Вони характеризуються еквівалентним коефіцієнтом опору динамічної системи h_x при поперечно-кутових переміщеннях платформи навколо вісі x . Для приведеної одномасової крутильної системи рівняння поперечно-кутових переміщень платформи має вигляд [9]:

$$J_x \frac{d^2 \phi_x}{dt^2} + h_x \frac{d\phi_x}{dt} + c_x \phi_x = M_x$$
(8)

В рівняння входять еквівалентні параметри динамічної системи, зокрема інерційний параметр у вигляді еквівалентного моменту інерції платформи J_x , дисипативний параметр у вигляді еквівалентного коефіцієнту опору h_x та деформативний параметр у вигляді еквівалентної жорсткості платформи при поперечно-кутових переміщеннях. З метою підвищення точності моделі дані параметри визначено теоретично та уточнено по результатам експериментальних досліджень.

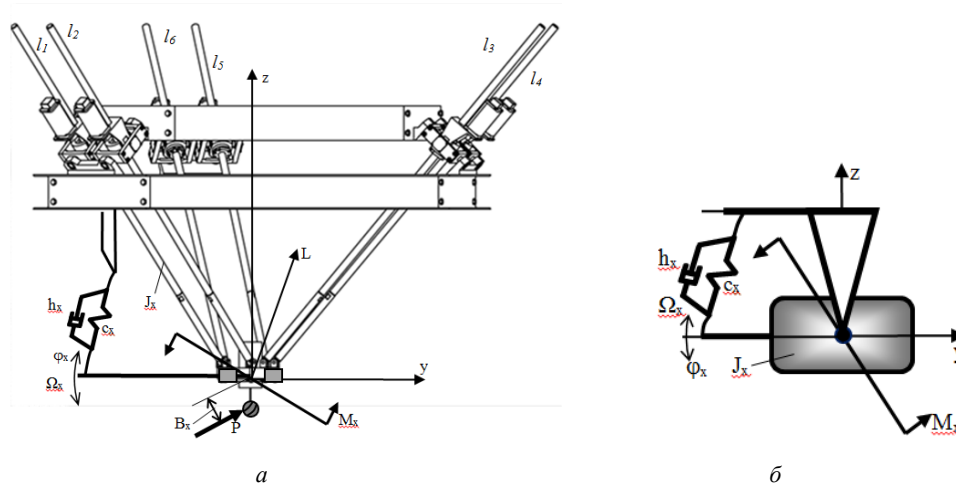


Рис. 3. Поперечно-кутові переміщення платформи в площині, перпендикулярній вісі x (а) та динамічна модель поперечно-кутових коливань платформи відносно вісі x (б)

Деформативний параметр c_x визначається експериментально вимірами крутильної жорсткості платформи при її навантаженні моментом сили відносно вісі x . Приведений момент інерції знаходиться на основі вимірів власної частоти крутильних коливань ω_x . При цьому момент інерції знаходиться по формулі

$$J_x = \frac{c_x}{\omega_x^2} \quad (9)$$

Дисипативний коефіцієнт платформи відповідний її крутильним коливанням навколо вісі x . При наявності уточнених значень момента інерції J_x та крутильної жорсткості c_x значення коефіцієнта опору знаходиться розрахунком по формулі

$$h_x = 2\zeta_x \sqrt{J_x c_x} \quad (10)$$

де ζ_x – відносний параметр згасання динамічної системи, який звичайно складає $\zeta=0,05..0,15$.

По уточнених значеннях коефіцієнтів із рівняння (8) формується лінійна математична модель поперечно-кутових коливань платформи навколо вісі x . В даному випадку модель набуває вигляду коливальної ланки [10] з диференціальним рівнянням

$$T_x^2 \frac{d^2 \phi_x}{dt^2} + 2\zeta_x T_x \frac{d\phi_x}{dt} + \phi_x = K_x M_x \quad (11)$$

де $K_x=1/c_x$ – коефіцієнт передачі динамічної системи платформи по крутному моменту; $T_x = \sqrt{\frac{J_x}{c_x}}$ – постійні часу динамічної системи платформи.

Модель (11) відповідає передавальній функції наступного виду [10]

$$W_x(S) = \frac{\phi_x(S)}{M_x(S)} = \frac{K_x}{T_x^2 S^2 + 2\zeta_x T_x S + 1} \quad (12)$$

де S – оператор Лапласа; $\phi_x(S)$ – зображення по Лапласу поперечно-кутового переміщення платформи навколо вісі x ; $M_x(S)$ – зображення по Лапласу моментного навантаження на платформу відносно вісі x .

Дана модель використана для дослідження поперечно-кутових коливань платформи під дією зовнішніх моментних навантажень.

В залежності від діючих на платформу моментів сил мають місце її поперечно-кутові переміщення, які характеризуються кутовою швидкістю

$$\Omega_x = \frac{d\phi_x}{dt} \quad (13)$$

Поперечно-кутові переміщення системи розраховуються згідно одержаної раніше моделі (12) диференціюванням значення поперечно-кутових переміщень платформи. При цьому математична модель для визначення кутової швидкості коливань відповідає передавальній функції [10]:

$$W_{\Omega_x}(S) = \frac{\Omega_x(S)}{M_x(S)} = \frac{K_x S}{T_x^2 S^2 + 2\zeta_x T_x S + 1} \quad (14)$$

Наведені вище передавальні функції (12), (14) утворюють фрагмент структурної схеми, який визначає поперечно-кутові переміщення платформи відносно вісі x при дії на неї моментних навантажень відносно вісі x (рис. 4).

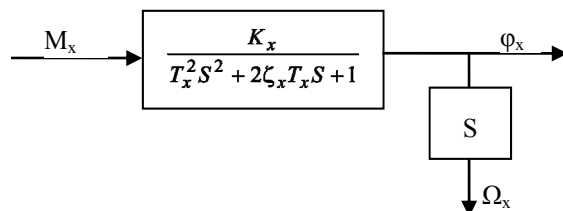


Рис. 4. Фрагмент структурної схеми, який визначає поперечно-кутові переміщення платформи навколо вісі x

Колівання платформи відносно вісі x є переносним рухом для обертового шпинделя.

При поперечно-кутових коливаннях платформи відносно вісі x на шпиндель діє гіроскопічний момент $M_{ш}$. Згідно формули (3) наближено прийнято, що гіроскопічний момент, який діє на шпиндель, пропорційний кутовій швидкості переносного руху, в даному випадку Ω_x . Коефіцієнтом пропорційності є кінетичний момент шпинделя. Відповідно гіроскопічний момент на шпиндель:

$$M_{ш} = I_{ш} \omega_{ш} \Omega_x = K_G \cdot \Omega_x, \quad (15)$$

де $I_{ш}$ – момент інерції шпинделя; $\omega_{ш}$ – значення кутової швидкості обертання шпинделя, $K_G = I_{ш} \omega_{ш}$ – константа.

Загальний крутний момент, який діє на платформу визначається сумою

$$M_x = M_{nx} + M_{ux} + M_{px} \quad (16)$$

де M_{px} – момент від дії сил різання; M_{nx} – динамічний момент, що діє на платформу з боку штанг відповідно (7).

Він визначається на основі залежності

$$M_{px} = B_x \cdot P \quad (17)$$

де B_x – плече дії сили різання; P – динамічна сила різання.

Аналогічно визначається математична модель поперечно-кутових коливань платформи відносно вісі y . В площині, перпендикулярній вісі y платформа здійснює поперечно-кутові коливання в межах деформації штанг та шарнірних з'єднань (рис. 5).

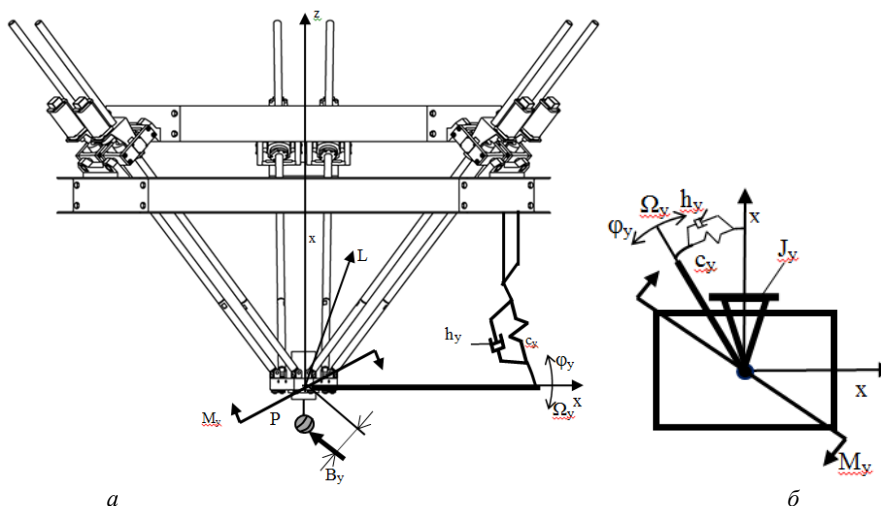


Рис. 5. Поперечно-кутові переміщення платформи в площині, перпендикулярній вісі y (а) та динамічна модель поперечно-кутових переміщень платформи навколо вісі y (б)

Розглянута динамічна модель платформи відповідає одномасовій динамічній системі. Рівняння поперечно-кутових переміщень платформи відносно вісі y має вигляд [9]:

$$J_y \frac{d^2 \phi_y}{dt^2} + h_y \frac{d\phi_y}{dt} + c_y \phi_y = M_y \quad (18)$$

де J_y – момент інерції платформи при її поперечно-кутових переміщеннях навколо вісі y ; ϕ_y – кутове відхилення платформи відносно середнього положення; h_y – коефіцієнт опору динамічної системи платформи при її поперечно-кутових коливаннях навколо вісі y ; c_y – еквівалентна поперечно-кутова жорсткість динамічної системи.

Коефіцієнти, які входять в диференціальне рівняння визначаються за формулами, аналогічними (9), (10).

Рівняння динаміки при поперечно-кутових коливаннях платформи відносно вісі y приводиться до вигляду рівняння еквівалентної коливальної ланки

$$T_y^2 \frac{d^2 \phi_y}{dt^2} + 2\zeta_y T_y \frac{d\phi_y}{dt} + \phi_y = K_y M_y \quad (19)$$

де $K_y = 1/c_y$, $T_y = \frac{J_y}{c_y}$ – коефіцієнти передачі динамічної системи платформи при його коливаннях навколо вісі y ;

$\zeta_y = \frac{h_y}{2\sqrt{c_y J_y}}$ – параметр затухання поперечно-кутових коливань.

Диференціальне рівняння (19) відповідає передавальній функції [10]:

$$W_y(S) = \frac{\phi_y(S)}{M_y(S)} = \frac{K_y}{T_y^2 S^2 + 2\zeta_y T_y S + 1} \quad (20)$$

Використовуючи дану передавальну функцію знаходимо кутову швидкість поперечно-кутових коливань платформи при її русі навколо вісі y . Кутова швидкість

$$\Omega_y = \frac{d\phi_y}{dt}.$$

При цьому передавальна функція для знаходження кутової швидкості буде мати вигляд

$$W_{\Omega_y}(S) = \frac{\Omega_y(S)}{M_y(S)} = \frac{K_y S}{T_y^2 S^2 + 2\zeta_y T_y S + 1} \quad (21)$$

Відповідно наведеним передавальним функціям побудовано фрагмент структурної схеми, який визначає параметри поперечно-кутових коливань платформи навколо вісі у (рис. 6).

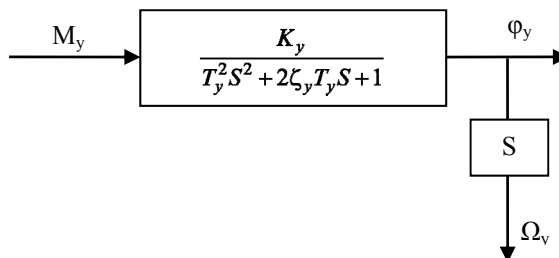


Рис. 6. Структурна математична модель, яка визначає поперечно-кутові переміщення платформи навколо вісі у

Коливання платформи відносно вісі у є переносним рухом для шпинделя. Внаслідок переносного руху виникає гіроскопічний момент, який діє на платформу відносно вісі х.

$$M_{uy} = I_{uw} \omega_{uw} \Omega_y = K_G \Omega_y \quad (22)$$

Коливання платформи навколо вісі у відбуваються під дією зовнішніх моментів сил. Це, зокрема, моменти від дії сили різання M_{py} , гіроскопічні моменти M_{uy} та моменти, які діють на платформу з боку окремих штанг M_{ny} .

Загальний крутний момент відносно вісі х визначається сумою

$$M_y = M_{ny} + M_{uy} + M_{py} \quad (23)$$

Момент від дії сил різання, який входить в формулу (23) визначиться залежністю

$$M_{py} = B_y P \quad (24)$$

Із наведеного вище випливає, що поперечно-кутові коливання платформи в двох взаємно перпендикулярних напрямках є взаємозалежними. Поперечно-кутові коливання платформи навколо вісі у викликають гіроскопічні моменти, які діють на платформу відносно вісі х. Аналогічно поперечно-кутові коливання платформи навколо вісі у приводять до виникнення гіроскопічних моментів, що діють відносно вісі у. Гіроскопічні моменти спричиняють зворотні зв'язки в динамічній системі поперечно-кутових коливань платформи [11]. Зворотні зв'язки динамічних підсистем діють по перехресній схемі (рис. 7).

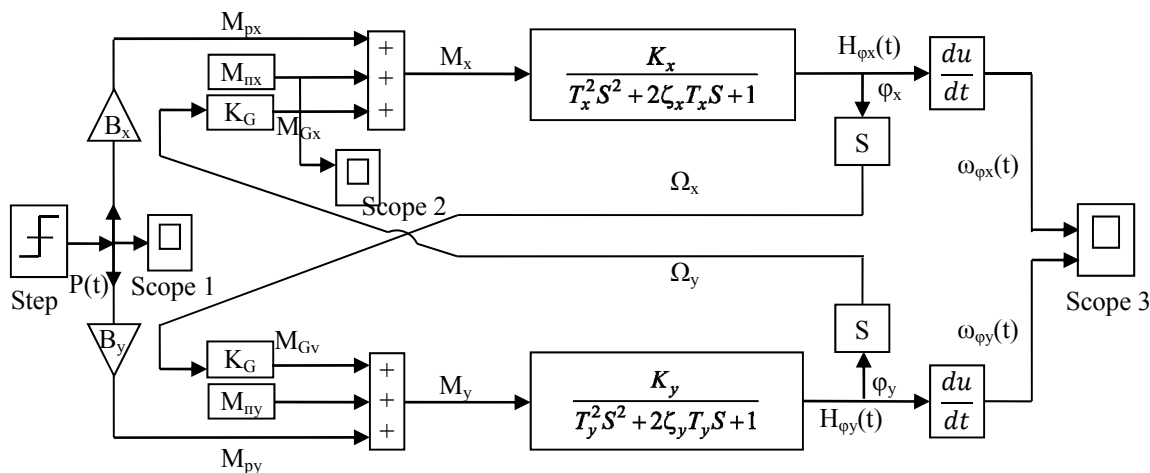


Рис. 7. Блок-схема математичної моделі поперечно-кутових коливань платформи із обертовим шпинделем

Математична модель одержана об'єднанням складових (див.рис.4 та 6) із врахуванням залежностей (16), (17) та (23), (24).

Перехідний процес, який визначає динаміку верстата визначено при ступінчастій зміні сили різання від нуля до деякого постійного значення P_0 .

$$P(t) = \begin{cases} 0 & \text{при } t < 0 \\ P_0 & \text{при } t \geq 0 \end{cases}$$

При цьому визначено перехідні функції, відповідні поперечно-кутовим переміщенням шпинделя відносно вісей x і y , а саме

$$H_{\phi x}(t), H_{\phi y}(t).$$

На основі визначених перехідних функцій шляхом диференціювання знайдені імпульсні характеристики поперечно-кутових переміщень шпинделя відносно вісей x і y

$$\omega_{\phi x}(t) = \frac{dH_{\phi x}(t)}{dt}, \quad \omega_{\phi y}(t) = \frac{dH_{\phi y}(t)}{dt}$$

Диференціювання здійснено в окремих блоках моделі.

Модель включає велику кількість параметрів, тому проведена оцінка адекватності моделі. Для цього результати розрахунків порівнювались із експериментальними даними. Експериментальні виміри проведені при імпульсному ударному навантаженні шпинделя верстата в напрямку дії сили різання [12]. Виміри поперечно-кутових переміщень шпинделя здійснено триангуляційним лазерним вимірювачем з точністю вимірів 0,2 мкм. Для цього два вимірювачі встановлювались на деякій відстані E по висоті шпинделя, а кутові переміщення визначалось у вигляді $\phi_x(t) = \frac{\phi_1(t) - \phi_2(t)}{E}$.

Одержаний в результаті експериментальних вимірів перехідний процес мав випадкову складову і затухав, здійснюючи 4..5 повних коливань (рис. 8а).

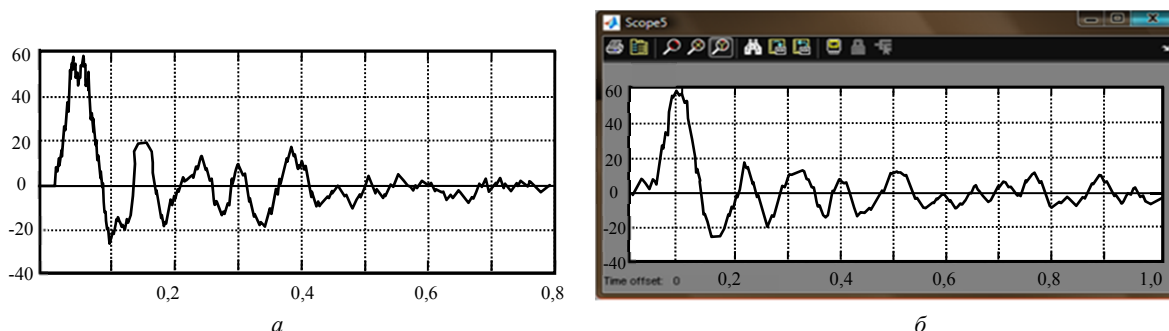


Рис. 8. Порівняння експериментально визначеного коливального процесу (а) із розрахунковим (б)

Час перехідного процесу виміряний експериментально складає $t_n = 0,45..0,55$ с., а розрахунковий час перехідного процесу сягає 0,8..0,9 с. Розрахунковий процес має дещо більшу коливальність. Число повних коливань за час перехідного процесу складає 7..8 (рис. 8б).

Розрахункова частота коливань по головних максимумах складає близько 9,5 Гц., а експериментально визначена 10,5 Гц. Частота високочастотних пульсацій, визначена розрахунком, складає 55 Гц., а пульсації експериментально визначеної залежності мають частоту 47 Гц [13].

Із порівняння розрахункових та експериментальних залежностей зроблено висновок про адекватність розробленої математичної моделі.

Модель використано для дослідження коливальних процесів переміщення шпинделя.

Розрахункові значення поперечно-кутових переміщень шпинделя відповідають коливальним процесам із випадковими складовими (рис. 9).

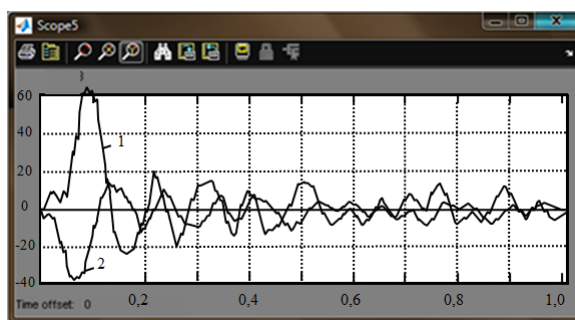


Рис. 9. Розрахункові коливальні процеси верстата паралельної кінематики, які визначають поперечно-кутові переміщення шпинделя відносно вісі x (крива 1) та вісі y (крива 2) при імпульсній зміні сили різання

Із результатів розрахунків випливає, що коливання платформи навколо вісей x і y мають близькі частоти, які складають 9,2..9,8 Гц по головним максимумам. При цьому, частоти коливань навколо вісі y на 8..12% менші частот коливань навколо вісі x . Між коливальними процесами наявне фазове зміщення. При цьому, коливання навколо вісі x випереджають по фазі коливання навколо вісі y на величину 0,1..0,2 періода коливань по головним максимумам.

Висновки

1. Встановлено, що наявність високообертового шпинделя обумовлює виникнення суттєвих гіроскопічних моментів, які діють на платформу верстата паралельної кінематики. Дані моменти залежать від кутової швидкості поперечно-кутових переміщень платформи і забезпечують параметричний зв'язок коливань платформи навколо двох взаємно-перпендикулярних вісей.
2. Доведено, що динамічні переміщення платформи обумовлюють поперечно-кутові коливання штанг, результатом яких є виникнення додаткових моментних навантажень на платформу. Проекції навантажень рекомендовано подати у вигляді полігармонічних процесів із випадковими амплітудами та випадковими початковими фазами, при цьому частота моментних навантажень має невеликі зміни синусоїдального виду і випадкового характеру.
3. Для визначення коливальних процесів у верстатах паралельної кінематики доцільно використати двомасову динамічну модель, яка описує поперечно-кутові коливання платформи із шпинделем навколо двох взаємно-перпендикулярних вісей і встановлює параметричний зв'язок коливань, який є результатом наявності обертового шпинделя, а відповідно дії гіроскопічних моментів на платформу верстата.
4. Показано, що динамічні властивості верстата паралельної кінематики характеризується структурною схемою із перехресними зворотними зв'язками по кутових швидкостях поперечно-кутових коливань платформи. При цьому динамічний вплив штанг може бути поданим у вигляді незалежних випадкових моментів, які діють на окремі підсистеми, що описують поперечно-кутові коливання платформи відносно двох взаємно-перпендикулярних вісей.
5. Встановлено, що розроблена математична модель є адекватною і розраховує відповідні експериментальним даним коливальні процеси. При цьому, основні частоти поперечно-кутових коливань платформи навколо вісей x і y є близькими і складають 9,2..9,8 Гц, а коливальні процеси мають високочастотні складові з частотою 45..55 Гц.
6. Як напрямок подальших досліджень рекомендується дослідити вплив нелінійних характеристик шарнірів і передач в кінематичних ланцюгах верстата паралельної кінематики на динамічні коливальні процеси у верстатах.

Аннотація. Рассмотрены особенности пространственного движения шпинделя станка параллельной кинематики. Показано, что пространственное движение шпинделя обуславливает возникновение гироскопических моментов, которые действуют на шпиндель. Составлены уравнения динамического равновесия шпинделя, установленного на платформе станка. Разработана структурная математическая модель пространственного перемещения шпинделя под действием гироскопических моментов. В результате математического моделирования определены колебательные процессы в многокоординатных станках параллельной кинематики.

Ключевые слова: станок параллельной кинематики, шпиндель, поворот, гироскопический момент, математическая модель, колебательный процесс.

Abstract. The aim is to determine the characteristics of oscillatory processes in a multi parallel kinematics machines, due to gyroscopic moments acting on the spindle.

Research challenges raised establishing dynamic loads on the spindle hub, the development of a mathematical model and calculation of vibration processes in a multi parallel kinematics machines.

To solve these problems in the article the features of spatial movement parallel kinematics machine tool spindle. It is shown that the spatial movement of the spindle causes the appearance of gyroscopic moments acting on the spindle. Composite dynamic equilibrium equation spindle mounted on the platform of the machine. Structural mathematical model of the spatial displacement of the spindle under gyroscopic moments. It is shown that the dynamics of the machine parallel kinematics is characterized by structural pattern with cross feedback angular velocity transverse angular vibration platform. In this dynamic influence of rods can be provided in the form of independent random moments acting on individual subsystems, describing cross-platform angular fluctuations relative to two mutually perpendicular axes. Established that oscillatory processes in dynamical systems with low-frequency component of the machine with frequencies 9,2..9,8 Hz and high-frequency components with frequency 45 ... 55 Hz.

Keywords: parallel kinematics machine, spindle rotation, gyroscopic moment, mathematical model, the oscillatory process.

Библиографический список использованной литературы

1. *Рыбак Л.А.* Эффективные методы решения задач кинематики и динамики робота-станка параллельной структуры / Л.А. Рыбак, В.В.Ержуков, А.В.Чичварин – Москва: Физматлит, 2011. – 148с.
2. *Кузнецов Ю.М.* Компонировки верстатов з механізмами паралельної структури / Ю.М. Кузнецов, Д.О. Дмитрієв, Г.Ю. Діневич. – Херсон: ПП Вишемирський, 2009. – 456 с.
3. *Новіков М.* Розробка верстата-гексапода з шестикоординатною ситсеомою ЧПК і результати дослідницького застосування / М. Новіков, В. Струтинський, А. Кириченко // *Машинознавство*. – Львів: ТзОВ «Кінпатрі ЛТД», 2011. – №5-6 (167-168). – С. 3-10.
4. *Афонин В.Л.* Обрабатывающее оборудование на основе механизмов параллельной структуры / Подобр. ред В.Л. Афонина // В.Л.Афонин, П.В.Подзоров, В.В.Слепцов. – М.:Изд-во МГТУ Станкин, Янус. – 2006. – 452с.
5. *Струтинський С.В.* Просторові системи приводів: Монографія / С.В. Струтинський, А.А. Гуржій – К.: Педагогічна думка, 2013. – 492 с.
6. *Бушуев В.В.* Практика конструирования машин: Справочник / В.В.Бушуев. – М.: Машиностроение, 2006. – 448с.
7. *Лойцянский Л. Г.* Курс теоретической механики: в 2-х томах. Т. II. Динамика. – 6-е изд. перераб. и доп. / Л.Г. Лойцянский, А.И. Лурье– М.: Наука, 1983. – 640 с.
8. *Струтинський С.В.* Математичне моделювання просторових поперечно-кутових мікропереміщень сферичного шарніра з використанням рекурсивних зв'язків / С.В. Струтинський // *Всеукраїнський щомісячний науково-технічний і виробничий журнал «Машинознавство»*. – 2009. - №1. – С.37-43.
9. *Павловський М.А.* Теоретична механіка: Підручник / М.Павловський – К.: Техніка, 2002. – 512 с.
10. *Бесекерский В.А.* Теория систем автоматического управления / В.А. Бесекерский, Е.П. Попов. Санкт-Петербург: Издательство «Профессия», 2003. – 752 с.
11. *Струтинський В.Б.* Математичне моделювання динамічних характеристик багатокоординатних верстатів з використанням теорії нечітких множин / В.Б. Струтинський, Н.В. Гаврушкевич, В.Е. Полунічев // *Технологічні комплекси*, №1(9) -2014. - С.76-87.
12. *Струтинський В.Б.* Вплив гіроскопічних моментів на обертіві деталі шпindelного вузла верстата паралельної кінематики / В.Б. Струтинський, О.Я. Юрчишин, В.А. Рудаков // *Вісник НТУУ "КПІ"*, серія машинобудування. - №66. - 2012. - С.26-31.
13. *Струтинский В.Б.* Эксплуатационные динамические нагрузки на детали высокооборотного шпindelного узла станка параллельной кинематики / В.Б. Струтинский, О.Я. Юрчишин // *Проблемы проектирования и автоматизации в машиностроении. Сборник научных трудов*. – Иrbит: ЗАО «ОНИКС», 2014. – С. 151-162.

References

1. *Rybak L.A.* Erzhukov V.V., Chichvarin A.V. Jeffektivnye metody reshenija zadach kinematiki i dinamiki robota-stanka paralel'noj struktury (Efficient methods for solving the kinematics and dynamics of the robot-machine parallel structure). Moscow: Fizmatlit, 2011, 148 p.
2. *Kuznecov Ju.M., Dmitriev D.O., Dinevich G.Ju.* Komponovki verstativ z mehanizmami paralel'noi strukturi (Assembly machines with mechanisms of parallel structure). Kherson: PP Vishemirskij, 2009. 456 p.
3. *Novikov M., Strutyński V., Kyrychenko A.* Rozrobka verstata-geksapoda z shestikoordynatnoju sytsemoju ChPK i rezultaty doslidnyč'kogo zastosuvannja // *Engineering*. Lviv: TzOV «Kinpatri LTD», 2011. no 5-6 (167-168). pp. 3-10.
4. *Afonin V.L., Podzorov P.V., Slepcev V.V.* Obrabatyvajushhee oborudovanie na osnove mehanizmov paralel'noj struktury (Processing equipment on the basis of the mechanisms of parallel structure). Moscow: Izd-vo MGTU Stankin, Janus. 2006. 452p.
5. *Strutyński S.V., Gurzhij A.A.* Prostorovi systemy pryvodiv: Monografija (Spatial Infusion drives). Kiev: Pedagogichna dumka, 2013. 492 p.
6. *Bushuev V.V.* Praktika konstruirovannja mashin (The practice of designing machines). Moscow: Mashinostroenie, 2006. 448p.
7. *Lojčjanskij L.G., Lur'e A.I.* Kurs teoreticheskoj mehaniki: v 2-h tomah. T. II. Dinamika (Course of Theoretical Mechanics: in 2 volumes. T. II. Dynamics.). Moscow: Nauka, 1983. 640 p.
8. *Strutyński S.V.* Matematyčne modeljuvannja prostорових poperečno-kutovyh mikroperemishhen' sferychnogo sharnira z vykorystannjam rekursyvnyh zv'jazkiv. *Engineering*. Lviv: TzOV «Kinpatri LTD». 2009. no 1. pp.37-43.
9. *Pavlovs'kyj M.A.* Teoretyčna mehanika (Theoretical Mechanics). Kiev: Tehnika, 2002. 512 p.
10. *Besekerskij V.A., Popov E.P.* Teorija sistem avtomaticheskogo upravlenija (The theory of automatic control systems). Sankt-Peterburg: Izdatel'stvo «Professija», 2003. 752 p.
11. *Strutyński V.B., Gavrushkevych N.V., Polunichev V.E.* Matematyčne modeljuvannja dynamichnyh karakterystyk bagatokoordynatnyh verstativ z vykorystannjam teorii' nečitkyh mnozhyn. *Technological systems*, no 1(9). 2014. pp.76-87.
12. *Strutyński V.B., Jurchyshyn O.Ja., Rudakov V.A.* Vplyv girokopichnyh momentiv na obertovi detalj shpyndel'nogo vuzla verstata paralel'noi' kinematyky. *Journal of Mechanical Engineering of NTUU «KPI»*, no 66. 2012. pp.26-31.
13. *Strutyński V.B., Jurchyshyn O.Ja.* Jekspluatacionnye dinamicheskie nagruzki na detalj vysokooborotnogo shpyndel'nogo uzla stanca paralel'noj kinematiki. *Problems in the design and automation engineering. Collection of scientific works*. Irbit: ЗАО «ОНИКС», 2014. pp. 151-162.

Подана до редакції 21.11.2014