

Горенко М.В.Національний авіаційний університет,
м. Київ, Україна

**ПРОБЛЕМА УСУНЕННЯ ВІБРАЦІЙ
ПРИ ФОРМУВАННІ МІКРО- ТА
НАНОШОРСТКОСТІ ТРИБОЕКТИВНИХ
ПОВЕРХОНЬ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ
ПРЕЦИЗІЙНОСТІ ОБРОБКИ**

Суть проблеми

При фінішній доводці поверхонь підшипників і інших трибоективних поверхонь використовується спосіб шліфування абразивними кругами, або іншими видами полірувальних кругів з великою швидкістю обертів. При поліруванні криволінійних поверхонь 2-го і вищих порядків у процесі полірування виникають небажані вібраційні процеси, які негативно впливають на якість обробки поверхні, знижується відповідність заданим параметрам обробки. Це може привести і до псування робочого інструменту й самого верстату.

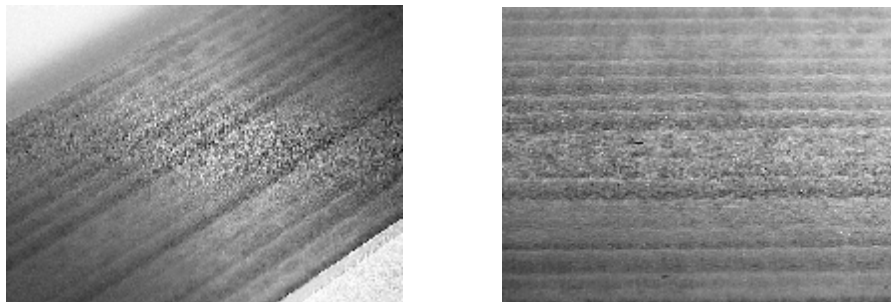


Рис. 1 – Дефекти при обробці абразивними кругами

Консервативним способом боротьби з цим явищем є або збільшення жорсткості конструкції [1 - 5], що веде до суттєвого збільшення маси, або використання поряд з цим системи компенсуючих противаг, що теж веде до збільшення ваги і погіршення динамічних характеристик верстатів. Це компенсується збільшенням вживаної енергії, а оскільки моделювання нано- і мікрогеометрії вимагає великої кількості циклів проходу, то ці чинники впливають на собівартість процесу обробки. При моделюванні мікро- і наногеометрії поверхонь ця проблема стоїть дуже гостро, тому це вимагає усунення неконтрольованих факторів впливу на прецизійність обробки.

Шляхи вирішення проблеми

Сама технологія створення направленої шорсткості поверхонь вимагає зміни вектора напрямку руху оброблюючого інструмента. Одним з варіантів реалізації кінематичної групи для формування мікро- і наногеометрії є чотирих координатний верстат, у якого три координати базові і четверта є віссю зміни кута повороту полірувального інструмента з можливістю статично (опційно - динамічно) задавати кут нахилу робочої оброблюючої поверхні в залежності від геометрії інструмента.

У процесі проектування спеціалізованого 4-х (опційно 5-ти) координатного оброблюючого центру з'являється необхідність визначення умов виникнення небажаних вібрацій і визначити способи боротьби з ними (рис. 2).

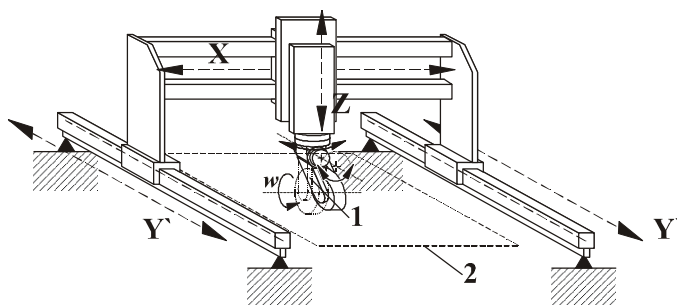


Рис. 2 – Умовна спрощена схема верстата з чотирма ступенями свободи:

1 – оброблюючий інструмент;
2 – робоча зона XZ

При моделюванні на 4-х координатній кінематичній схемі верстата процеса обробки поверхні була поставлена задача забезпечення прецизійності обробки і усунення небажаних вібрацій. З аналізу кінематичної схеми випливає, що ключовим елементом інтерференції коливань, які розповсюджуються по конструктивним елементам верстату є місця рухомих з'єднань. Вібраційні процеси негативно впливають на рухомі з'єднання, знижуючи їх ресурс. На конструкційних елементах відбувається взаємопідсилення чи зменшення амплітуди коливань [6] (рис. 3).

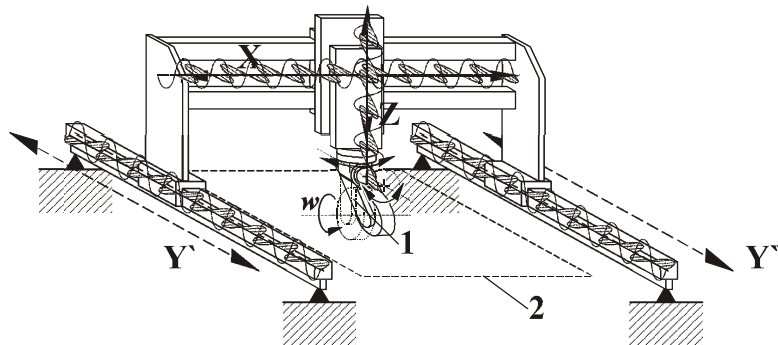


Рис. 3 – Умовний розподіл коливань на конструктивних елементах по рухомих вісям:
1 – оброблюючий інструмент;
2 – робоча зона XY

Джерела коливань мають різну власну частоту, яка розподіляється по всій конструкції верстата. У процесі обробки змінюється відстань між зв'язаними рухомими вузлами, змінюється відстань від джерела коливань до місця інтерференції і тим самим, в залежності від частоти коливань на конструктивних елементах, рухомий шарнір може регулярно потрапляти у точки інтерференції. При довжині плеча, кратній довжині хвилі, на конструктивних елементах виникають стоячі хвильові зони, а при збігу фаз на вузлах утворюються інтерференційні максимуми. В якості джерел вібрації виступають привод робочого інструмента та двигуни позиціонування. У спрощеному вигляді вібрації розповсюджуються по кінематичним вісям.

Розрахунок вібрацій для рухомої кінематичної групи в точках *A*, *B*, *C* загалом буде мати вигляд, приведений на рис. 4.

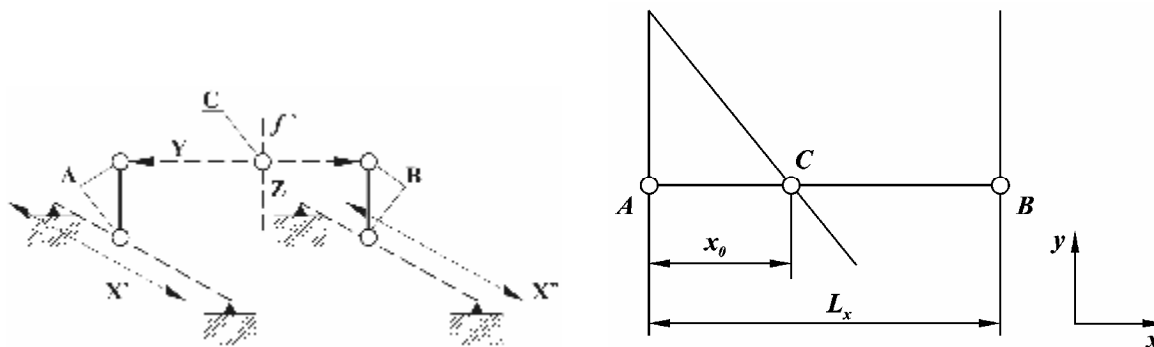


Рис. 4 – Умовна схема досліджуваної моделі

Припускаємо, що коливання відбуваються лише вздовж осі *z*. Тоді координати точок:

$$A : \{0, 0, A_1 \cos(\omega_1 t + \phi_1)\} ;$$

$$B : \{Lx, 0, A_2 \cos(\omega_2 t + \phi_2)\} ;$$

$$C : \left\{ x_0, 0, \frac{x_0}{L_x} A_1 \cos(\omega_1 t + \phi_1) + \frac{L_x - x_0}{L_x} A_2 \cos(\omega_2 t + \phi_2) + A_3 \cos(\omega_3 t + \phi_3) \right\}.$$

За вібрації відповідає *z* компонента точки *C*.

$$z_c = \frac{x_0}{L_x} A_1 \cos(\omega_1 t + \phi_1) + \frac{L_x - x_0}{L_x} A_2 \cos(\omega_2 t + \phi_2) + A_3 \cos(\omega_3 t + \phi_3).$$

Середньоквадратичне відхилення за достатньо великий проміжок часу T :

$$\begin{aligned} \langle z_c^2 \rangle_t &= \frac{1}{T} \int_0^T z_c^2 dt ; \\ \langle z_c^2 \rangle_t &= \frac{1}{2} \left(\frac{x_0 A_1}{L_x} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{L_x - x_0}{L_x} \right)^2 A_2^2 + \frac{1}{2} A_3^2 + 2 \frac{x_0 (L_x - x_0)}{L_x^2} \times \\ &\times A_1 A_2 \frac{1}{T} \int_0^T \cos(\omega_1 t + \phi_1) \cos(\omega_2 t + \phi_2) dt + \\ &+ 2 \frac{L_x - x_0}{L_x^2} A_2 A_3 \frac{1}{T} \int_0^T \cos(\omega_2 t + \phi_2) \cos(\omega_3 t + \phi_3) dt + \\ &+ 2 \frac{x_0}{L_x} A_1 A_3 \frac{1}{T} \int_0^T \cos(\omega_1 t + \phi_1) \cos(\omega_3 t + \phi_3) dt . \end{aligned}$$

Якщо частоти ω_1 , ω_2 , ω_3 суттєво різні, то останні три інтеграли рівні нулю, тоді:

$$\langle z_c^2 \rangle_t = \frac{1}{2} \left(\frac{x_0}{L_x} \right)^2 A_1^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{L_x - x_0}{L_x} \right)^2 A_2^2 + \frac{1}{2} A_3^2 .$$

Якщо ж $\omega_1 \approx \omega_2 \approx \omega_3 \approx \omega$ то

$$\begin{aligned} \langle z_c^2 \rangle_t &= \frac{1}{2} \left(\frac{x_0 A_1}{L_x} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{L_x - x_0}{L_x} \right)^2 A_2^2 + \frac{1}{2} A_3^2 + \frac{x_0 (L_x - x_0)}{L_x^2} A_1 A_2 \cos(\phi_1 - \phi_2) + \\ &+ \frac{L_x - x_0}{L_x} A_2 A_3 \cos(\phi_2 - \phi_3) + \frac{x_0}{L_x} A_1 A_3 \cos(\phi_1 - \phi_3) . \end{aligned}$$

Позначимо

$$\begin{aligned} \frac{x_0}{L_x} A_1 &= B_1 ; \\ \frac{L_x - x_0}{L_x} A_2 &= B_2 ; \\ A_3 &= B_3 ; \\ \phi_1 - \phi_2 &= \Delta\phi_1 ; \\ \phi_2 - \phi_3 &= \Delta\phi_2 . \end{aligned}$$

Тоді

$$\langle z_c^2 \rangle_t = \frac{1}{2} (B_1^2 + B_2^2 + B_3^2) + B_1 B_2 \cos \Delta\phi_1 + B_1 B_3 \cos \Delta\phi_2 + B_2 B_3 \cos (\Delta\phi_1 - \Delta\phi_2) .$$

Знайдемо мінімуми цієї функції з умов:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \langle z_c^2 \rangle_t}{\partial \Delta\phi_1} &= -B_1 B_2 \sin \Delta\phi_1 - B_2 B_3 \sin (\Delta\phi_1 - \Delta\phi_2) = 0 ; \\ \frac{\partial \langle z_c^2 \rangle_t}{\partial \Delta\phi_2} &= -B_1 B_3 \sin \Delta\phi_2 - B_2 B_3 \sin (\Delta\phi_1 - \Delta\phi_2) = 0 . \end{aligned}$$

Є декілька розв'язань цієї системи рівнянь:

$$\Delta\phi_1 = 0 \Delta\phi_2 = 0: \langle z_c^2 \rangle_t = \frac{1}{2} (B_1^2 + B_2^2 + B_3^2) + B_2 B_3 + B_1 (B_2 + B_3);$$

$$\Delta\phi_1 = -\pi \Delta\phi_2 = 0: \langle z_c^2 \rangle_t = \frac{1}{2} (B_1^2 + B_2^2 + B_3^2) + B_1 (B_3 - B_2) - B_2 B_3;$$

$$\Delta\phi_1 = \pi \Delta\phi_2 = 0: \langle z_c^2 \rangle_t = \frac{1}{2} (B_1^2 + B_2^2 + B_3^2) + B_1 (B_3 - B_2) - B_2 B_3;$$

$$\Delta\phi_1 = 0 \Delta\phi_2 = -\pi: \langle z_c^2 \rangle_t = \frac{1}{2} (B_1^2 + B_2^2 + B_3^2) + B_1 B_2 - (B_1 + B_2) B_3;$$

$$\Delta\phi_1 = -\pi \Delta\phi_2 = -\pi: \langle z_c^2 \rangle_t = \frac{1}{2} (B_1^2 + B_2^2 + B_3^2) + B_2 B_3 - B_1 (B_2 + B_3);$$

$$\Delta\phi_1 = \pi \Delta\phi_2 = -\pi: \langle z_c^2 \rangle_t = \frac{1}{2} (B_1^2 + B_2^2 + B_3^2) + B_2 B_3 - B_1 (B_2 + B_3);$$

$$\Delta\phi_1 = 0 \Delta\phi_2 = \pi: \langle z_c^2 \rangle_t = \frac{1}{2} (B_1^2 + B_2^2 + B_3^2) + B_1 B_2 - (B_1 + B_2) B_3;$$

$$\Delta\phi_1 = -\pi \Delta\phi_2 = \pi: \langle z_c^2 \rangle_t = \frac{1}{2} (B_1^2 + B_2^2 + B_3^2) + B_2 B_3 - B_1 (B_2 + B_3);$$

$$\Delta\phi_1 = \pi \Delta\phi_2 = \pi: \langle z_c^2 \rangle_t = \frac{1}{2} (B_1^2 + B_2^2 + B_3^2) + B_2 B_3 - B_1 (B_2 + B_3);$$

$$\Delta\phi_1 = -\cos^{-1} \left(\frac{-B_1^2 - B_2^2 + B_3^2}{2B_1 B_2} \right) \Delta\phi_2 = -\cos^{-1} \left(\frac{-B_1^2 + B_2^2 - B_3^2}{2B_1 B_3} \right):$$

$$\langle z_c^2 \rangle_t = \frac{1}{2} (B_1^2 + B_2^2 + B_3^2) + B_2 B_3 \cos \left(\csc^{-1} \left(\frac{2B_1 B_2}{B_1^2 + B_2^2 - B_3^2} \right) - \csc^{-1} \left(\frac{2B_1 B_3}{B_1^2 - B_2^2 + B_3^2} \right) \right) - B_1^2;$$

$$\Delta\phi_1 = \cos^{-1} \left(\frac{-B_1^2 - B_2^2 + B_3^2}{2B_1 B_2} \right) \Delta\phi_2 = -\cos^{-1} \left(\frac{-B_1^2 + B_2^2 - B_3^2}{2B_1 B_3} \right):$$

$$\langle z_c^2 \rangle_t = \frac{1}{2} (B_1^2 + B_2^2 + B_3^2) + B_2 B_3 \cos \left(\sec^{-1} \left(\frac{2B_1 B_2}{B_1^2 + B_2^2 - B_3^2} \right) + \sec^{-1} \left(\frac{2B_1 B_3}{B_1^2 - B_2^2 + B_3^2} \right) \right) - B_1^2;$$

$$\Delta\phi_1 = -\cos^{-1} \left(\frac{-B_1^2 - B_2^2 + B_3^2}{2B_1 B_2} \right) \Delta\phi_2 = \cos^{-1} \left(\frac{-B_1^2 + B_2^2 - B_3^2}{2B_1 B_3} \right):$$

$$\langle z_c^2 \rangle_t = \frac{1}{2} (B_1^2 + B_2^2 + B_3^2) + B_2 B_3 \cos \left(\sec^{-1} \left(\frac{2B_1 B_2}{B_1^2 + B_2^2 - B_3^2} \right) + \sec^{-1} \left(\frac{2B_1 B_3}{B_1^2 - B_2^2 + B_3^2} \right) \right) - B_1^2;$$

$$\Delta\phi_1 = \cos^{-1} \left(\frac{-B_1^2 - B_2^2 + B_3^2}{2B_1 B_2} \right) \Delta\phi_2 = \cos^{-1} \left(\frac{-B_1^2 + B_2^2 - B_3^2}{2B_1 B_3} \right):$$

$$\langle z_c^2 \rangle_t = \frac{1}{2} (B_1^2 + B_2^2 + B_3^2) + B_2 B_3 \cos \left(\csc^{-1} \left(\frac{2B_1 B_2}{B_1^2 + B_2^2 - B_3^2} \right) - \csc^{-1} \left(\frac{2B_1 B_3}{B_1^2 - B_2^2 + B_3^2} \right) \right) - B_1^2.$$

Для різних точок (різних x_0) фази повинні бути різними, що важко зробити на практиці. Якщо забезпечити це для якоїсь певної точки, то в інших точках коливання складуться і амплітуда зросте. Тому потрібно щоб вібрації мали суттєво різну частоту.

Щоб усунути ефект взаємного підсилення, необхідно забезпечувати суттєво різну частоту коливань по вісям. Це важко зробити при рівноприскореному русі, але можливо суттєво змінювати цю частоту при розподілі прискорень по вісям позиціонування. Тобто, якщо враховувати власну частоту вібрацій по рухомим вісям і забезпечувати цикли прискорень – гальмувань, які б забезпечували різність фаз у місцях рухомих з'єднань, тоді можливо і забезпечити режими, в яких взаємного підсилення не буде, то можливо

забезпечити взаємогасіння вібрації. Це особливо доцільно, якщо використовується траєкторія, сформована кривими вищого порядку. При позиціюванні по таким криволінійним траєкторіям коливання розподіляються таким чином, що виникнення взаємопідсилення вібрацій можливо або перемістити з місця контакту інструмента з оброблюваною деталлю, або створити умови взаємного гасіння частот (рис. 5).

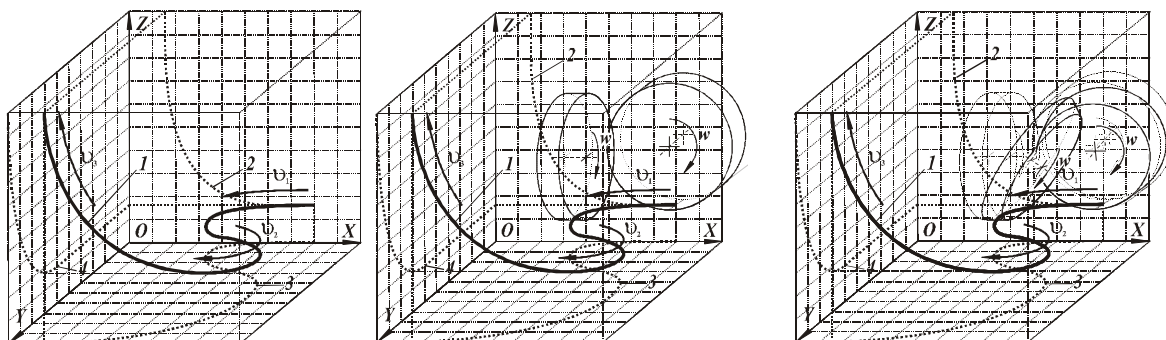


Рис. 5 – Приклад криволінійної траєкторії в ортогональній системі координат при використанні різної геометрії оброблюючого інструмента:
1 – траєкторія руху; 2 – проекція криволінійної траєкторії на площину ZOX ;
3 – проекція на площину YOX ; 4 – проекція на площину ZOY ;
 u_1, u_2, u_3 – розподіл градієнта швидкості по траєкторії

Висновки

Запропоновано можливий метод гасіння та контролю вібрації при прецизійній обробці деталей.

На практиці цей метод можливо реалізувати наступним чином:

- розрахунок траєкторії і розподіл швидкості виконується з дотриманням умов різності фаз на основі математичної моделі з урахуванням індивідуальних особливостей кінематичної схеми верстату;
- перед обробкою виконується цикл без контакту з поверхнею інструмента вимірюється рівень вібрації по траєкторії і, виходячи з цього, корегується траєкторія руху та розподіл по ній швидкості;
- також можливо передбачити корегування швидкості по траєкторії руху інструмента під час обробки за допомогою зворотнього зв'язку датчиків вібрації.

Використання цього методу допоможе контролювати вібрації під час обробки, а також допоможе зменшити вібраційні процеси і підвищити точність відтворення мікро- і нанорельєфу оброблюваної поверхні.

Література

- Артоболовский И.И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1975. – 640 с.
- Янг Л. Исследование кинематики манипулятора платформенного типа // Тр. Американского общества инженеров-механиков. Сер. В. Конструирование и технология машиностроения. М.: Мир, 1984. – № 2. – С. 264-272.
- Дроздов Ю.Н., Павлов В.Г., Пучков В.Н. Трение и износ в экстремальных условиях. – М.: Машиностроение, 1986. – С. 40.
- Когаев В.П. Прочность и износостойкость деталей машин / В.П. Когаев, Ю.Н.Дроздов. – М.: Высш.шк., 1991. – 309 с.
- Щепетильников В.А. Уравновешивание механизмов. М.: Машиностроение, 1982. – 256 с.
- Мандельштам Л.И. Лекции по теории колебаний. М.: Наука, 1972. – 470 с.

Надійшла 07.06.2011