

позиціонування шести незалежних координат виконавчого органу до величини порядку 10 мкм.

Підвищення точності досягається застосуванням спеціальних мехатронних систем керування системою приводів. Оптимальне схемне рішення системи потребує введення головних зворотніх зв'язків, а відповідно виміру шести координат які характеризують положення виконавчого органу. Положення виконавчого органу визначається трьома декартовими координатами переміщення деякої його точки (полюса) x, y, z та трьома кутовими $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$ координатами (кутами Ейлера). Безпосередній вимір вказаних параметрів не є можливим по причині взаємопов'язаності декартових і кутових координат.

Розроблені спеціальні методи для визначення точного просторового положення виконавчого органу системи приводів та застосування системи вимірів для введення головних зворотніх зв'язків мехатронної системи керування.

Розроблено методи розділяються на дві групи контрольні та методи поточних вимірів безпосередньо в процесі роботи механізму.

Методи використовують спеціальне обладнання у вигляді набору точних сфер розміщених в певному порядку на робочому органі механізму.

Для виміру невеликих переміщень робочого органа сфери розміщуються по вершинам прямокутного трикутника А,В,С катети якого орієнтовані по вісям координат (рис. 2). Вимірюється переміщення кожної із сфер $\delta z_A, \delta z_B, \delta z_C, \delta x_A, \delta y_A, \delta x_C$.

В якості полюса вибрано точку А виміряні переміщення якої $\delta x_A, \delta y_A, \delta z_A$ дають декартові координати переміщення полюса. Для знаходження поперечно кутових переміщень виконавчого органу виведено розрахункові формули

$$\delta\varphi_x = -\frac{1}{\rho_{CY}}(\delta z_C - \delta z_A), \quad \delta\varphi_y = -\frac{1}{\rho_{BX}}(\delta z_B - \delta z_A), \quad \delta\varphi_z = \frac{1}{\rho_{CY}}(\delta x_C - \delta x_A).$$

Контрольні виміри положення сфер здійснюються механічними пристроями, а виміри поточного положення сфер під час роботи механізму здійснюються безконтактними оптичними методами.

Особливістю розглянутого пристрою є необхідність узгодження розташування сфер із абсолютною системою координат виконавчого органу. Запропонована модифікація розглянутого пристрою. Він має три сфери MNQ (див. рис. 1) розташовані на виконавчому органі по вершинам рівностороннього трикутника. На нерухомій основі опозитно виконавчого органу встановлено три додаткові сфери KGH. Система шести сфер утворює віртуальний механізм гексапод (показано пунктиром) ланками якого є відстані між суміжними нерухомими і рухомими сферами. МК, МН, НК, NG, QG, QH. По результатам вимірів відстані між вказаними сферами шляхом розрахунку визначається фактичне положення виконавчому органу, тобто його декартові та кутові координати $x, y, z, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$.

Розроблена система дозволяє визначити параметри точності шести паралельних передач механізму з похибками, що не перевищують 10 мкм.



УДК 621.09.04

Василь Струтинський¹, професор; Валентин Дрозденко²

¹Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»,
03056, м. Київ, пр. Перемоги, 37

²ПАТ «Веркон», 03062, м. Київ, пр-т Перемоги, 67

**ЕНЕРГЕТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОЗИЦІЙНИХ ПРИВОДІВ
МЕТАЛОРІЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ**

POWER DESCRIPTIONS OF POSITION OCCASIONS OF METAL-CUTTING MACHINE TOOLS

Grounded metal equipment to improve the accuracy by reducing the dynamic positioning errors of feed drives of machine tools. Determined the cause nonlinearity of individual nodes drives. Done mathematical modeling system. It is shown that the dynamic movement look like slightly attenuate vibration processes.

Підвищення точності металообробного обладнання здійснюється шляхом зниження динамічних похибок позиціонування приводів подач верстатів. Динамічні похибки визначаються в основному процесами перетворення енергії в динамічній системі.

В приводах точних переміщень супорта мають місце складні робочі процеси. Вони проявляються в наявності суттєвих нелінійностей характеристик окремих вузлів приводів. Основними нелінійностями є сили сухого та змішаного тертя, люфти і зазори в кінематичних парах. Це, зокрема, люфти в передачах «гвинт-гайка», зазори між зубцями шестерень в редукторі, зазори в підшипниках.

Позиційні приводи супорта відповідають механічній динамічній системі із двома ступенями вільності. Для розробки математичної моделі системи застосовано рівняння Лагранжа 2-го роду.

В результаті математичного моделювання встановлено, що динамічні переміщення мають вигляд слабо затухаючих коливальних процесів. Розрахункові частоти власних коливань складають 17 і 21 Гц відповідно для горизонтальних та вертикальних переміщень супорта.

Внаслідок різного характеру динамічних переміщень супорта в двох взаємно перпендикулярних напрямках має місце складна динамічна траєкторія переміщення деталі в зоні різання. Траєкторія має петле подібний вигляд і з плином часу стягується в обмежену область, близьку до кола. На траєкторії наявні точки зворотнього ходу та інші. В даних точках крива має вістря, а дотична є спільною для обох гілок кривої. В даних точках супорт має миттєві зупинки з подальшим продовженням руху.

Затухання швидкості переміщення супорта відбувається в проміжку часу близько 0,4 с. Годограф вектора швидкості являє собою петле подібну криву із зигзагоподібними ділянками.

Важливими характеристиками динамічних переміщень супорта є енергетичні процеси. Зміни кінетичної і потенціальної енергії являють собою знакопостійні коливальні процеси. Середній рівень потенціальної енергії суттєво перевищує рівень кінетичної енергії. Це пояснюється незначними швидкостями переміщень мас супорта. Основна енергія витрачається на деформацію пружних систем приводів переміщень. Огинальна кінетичної енергії зменшується до нуля за час близько 0,3 с. Закон зміни огинальної близький до експоненціального.

Огинальні закону зміни потенціальної енергії відповідають затухаючому процесу з «биттям». Це обумовлено близькими значеннями власних частот динамічних підсистем приводів горизонтального і вертикального переміщень супорта.

Діаграма зміни в часі складових механічної енергії має петлеподібний вигляд і з часом зосереджується в межах напівеліпса, осі якого відповідають значенням потенціальної енергії при практично нульовому значенні кінетичної енергії.

В результаті проведених досліджень встановлено, що перехідні процеси позиціонування мають значну коливальність (число повних коливань складає 7..10) та близькі частоти власних коливань при русі супорта в двох взаємно перпендикулярних напрямках. Процеси зміни кінетичної і потенціальної енергії системи мають властивості «биття» і швидко затухають. Основний вклад в енергетику перехідного процесу вносять деформативні

параметри системи. При цьому, потенціальна енергія системи має рівень в 3.4 рази вищий кінетичної енергії системи.



УДК 621.7

Василь Струтинський професор; Іван Перфілов

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»,
03056, м. Київ, пр. Перемоги, 37

РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ СПЕЦІАЛЬНОГО МІКРОПРОФІЛЯ ПОВЕРХОНЬ ТЕРТЯ

Vasyl Strutinsky, IvanPerfilov

DEVELOPMENT OF MATHEMATICAL MODELS SPECIAL MICROPROFILE FRICTION SURFACES

Description of equipment for processing vibration microprofile friction surfaces with desired characteristics. Done approximation microprofile two-dimensional Fourier series whose coefficients are calculated for a number of special methods. An objective evaluation method microprofile anisotropy properties in a particular area.

Мікропрофіль поверхонь тертя із заданими характеристиками формується при обробці деталей на спеціальному обладнанні. Обладнання для вібраційної обробки поверхонь включає вертикально-фрезерувальний верстат який укомплектовано столом з вібраційними приводами мікропереміщень та системою керування. Приводи забезпечують переміщення стола по необхідному закону в діапазоні ± 50 мкм з частотами до 50 кГц. Вібраційні мікропереміщення стола у поєднанні з рухом подачі забезпечують вібраційний рух деталі встановленої на столі відносно інструменту (високооборотової борфрези). В результаті на обробленій поверхні утворюється спеціальний мікрорельєф. При цьому виникає проблема оцінки параметрів мікропрофіля. Мікропрофіль поверхні одержаної в результаті вібраційної обробки має детерміновані і стохастичні складові. Існує наукова проблема математичного аналізу мікропрофіля. Одним із напрямків розробки даної проблеми є детальне врахування особливостей мікропрофіля поверхонь, зокрема анізотропії геометричних характеристик мікропрофіля по різних напрямках.

Із аналізу оброблених поверхонь випливає, що мікропрофіль має ділянки які періодично повторюються тобто мікропрофіль являє собою періодичну функцію. Відповідно мікропрофіль апроксимовано двомірним рядом Фур'є в виду:

$$z(x, y) = \sum_{k=-\infty}^{+\infty} \sum_{m=-\infty}^{+\infty} C_{km} e^{j(k\omega_x x + m\omega_y y)}$$

де позначено $\omega_x = \frac{2\pi}{T_x}$, $\omega_y = \frac{2\pi}{T_y}$, $j = \sqrt{-1}$, T_x, T_y - періоди мікропрофіля в напрямках x і

у відповідно.

Коефіцієнти ряду є комплексними числами, які визначено залежністю:

$$C_{km} = \frac{1}{T_x T_y} \int_{-\frac{T_x}{2}}^{+\frac{T_x}{2}} \int_{-\frac{T_y}{2}}^{+\frac{T_y}{2}} z_s(x, y) \cdot e^{j(k\omega_x x + m\omega_y y)} dx dy$$

Для обчислення коефіцієнтів ряду застосована спеціальна методика.