

УДК 621.822

Решетило А.Ю.

Луцький національний технічний університет

ЗАЛЕЖНІСТЬ ФОРМУВАННЯ МІКРОГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧИХ ПОВЕРХОНЬ ДЕТАЛЕЙ ТИПУ ТІЛО ОБЕРТАННЯ ВІД ЖОРСТКОСТІ

У статті розглянуто вплив режимів різання та інших технологічних факторів на якість оброблюваної поверхні. Також розглянута механічна модель коливальної системи токарного верстата і проведені розрахунки частоти, амплітуди коливань та кути зсуву фаз вершин різця.

Відомо, що формування мікрогеометричних параметрів робочих поверхонь деталей типу тіло обертання залежить від вібрацій системи ВІД (верстат-інструмент-деталь), які виникають в процесі різання

Головними причинами виникнення вібрацій у процесі механічної обробки є: 1) коливання, що виникають внаслідок дебалансу частин верстата і самої деталі, що обертається; 2) коливання внаслідок переривчастого характеру процесу різання, наприклад, при роботі багатолезовим інструментом; 3) коливання, що виникають внаслідок нерівномірності передач у верстатах; 4) коливання, що передаються зовні від інших працюючих машин.

У вібраціях верстатів беруть участь як вимушені коливання, так і власні коливання (автоколивання). Основну роль у виникненні вібрацій відіграє автоколивальний процес, тобто такий процес, в якому змінна сила, що підтримує коливальний рух, створюється і керується самим цим рухом, а з припиненням цього руху

зникає. Як впливає з самого формулювання автоколивального процесу, він може описуватися тільки системами нелінійних диференціальних рівнянь. Тому що розв'язування таких систем рівнянь зв'язано з великими труднощами, приймаються деякі допущення, які дають змогу розглядати систему як лінійну з меншою кількістю ступенів вільності. Наприклад, у новіших роботах для опису коливальних процесів при токарній обробці колювання оброблюваної деталі і рвця розглядається як поєднання взаємозв'язаних коливань по узагальнених координатах Y —2 плоскій системи. При цьому використовується метод моделювання реальної системи з допомогою механічної моделі, показаної на рис. 1. В цій моделі деталь розглядається як абсолютно тверде тіло, що перебуває в рівномірному обертовому русі. Маса всієї коливальної системи приймається сконцентрованою у вершині рвця. Пружні зв'язки у системі показані у вигляді чотирьох пружин, розміщених у двох взаємно перпендикулярних напрямках по головних осях жорсткості ξ і ν . Результируюча сила різання P скерована під кутом α до осі Z .

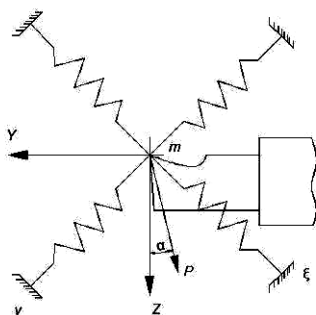


Рис.1. Механічна модель коливальної системи токарного верстата.

При вказаних допущеннях рівняння руху прийнятої системи, відносно координат Y і Z записується у вигляді двох рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} mZ + h_z Z + C_z Z + C_{zy} Y &= P \cos \alpha, \\ mY + h_y Y + C_y Y + C_{yz} Z &= -P \sin \alpha, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де m — маса системи, що коливається, зведена до вершини різця; h_z і h_y — коефіцієнти, що характеризують сили опорів; C_y і C_z — коефіцієнти жорсткості, що показують відношення сил, які діють на масу, до викликаних ними переміщень, прийнятих за одиницю; C_{yz} і C_{zy} — коефіцієнти додаткових пружних зв'язків, які діють на масу m і перешкоджають їй переміститись по другій координаті, та які за принципом взаємності між собою рівні; P — результуюча сила різання; α — кут між напрямом сили різання і координатою Z . Для розв'язання вказаної системи рівнянь доцільно застосувати метод «енергетичного балансу», суть якого полягає в тому, що рівняння додатного або від'ємного приросту енергії системи за один цикл прирівнюються до нуля. Такі рівняння енергетичного балансу основані на припущенні, що коливання мають встановлений характер і тому запас енергії системи, обчислений на початку кожного циклу, повинен залишатися постійним.

$$\frac{C_z}{m} = v_z^2; \quad \frac{C_y}{m} = v_y^2; \quad \frac{h_z}{m} = 2\delta_z; \quad \frac{h_y}{m} = 2\delta_y; \quad \frac{C_{zy}}{m} = \alpha_z$$

$$\frac{C_{zy}}{m} = \alpha_y$$

зводить рівняння (1) до такого вигляду:

$$\left. \begin{aligned} Z + \omega^2 Z (\omega^2 - v_z^2) Z - 2\delta_z Z - \alpha_z Y + P \cos \alpha &= \Sigma F_z \\ Y + \omega^2 Y (\omega^2 - v_y^2) Y - 2\delta_y Z - \alpha_y Y + P \sin \alpha &= \Sigma F_y \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Далі приймаючи, що швидкість різання значно більша від максимальної швидкості коливального руху, тобто

$$\left. \begin{aligned} Y &= a \sin \omega t, \\ Z &= b \sin \omega t - c \cos \omega t \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

і підставляючи ці значення у рівняння (2) та прирівнюючи до нуля коефіцієнти при членах резонансної чистоти, він одержує систему рівнянь, з якої визначає стаціонарні амплітуди та частоту коливань.

Визначений рух вершини різця є сумою двох коливальних рухів, зсунутих у фазі.

Частота коливань цього руху

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{p}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{p}{2}\right)^2 - q}$$

де

$$p = 2v_z^2 + \alpha_y \frac{\delta_z}{\delta_y} \operatorname{ctg} \alpha - 4\delta_z^2 + \alpha_y \operatorname{ctg} \alpha \quad (4)$$

$$q = v_z^4 \left(v_z^2 + \frac{\delta_z}{\delta_y} v_y^2 \right) \alpha_y \operatorname{ctg} \alpha + \alpha_y \alpha_z \frac{\delta_z}{\delta_y}$$

Амплітуда коливань у напрямі координати Y

$$A_y = \alpha = \frac{2 \sqrt{(\omega^2 - v_z^2) + (\omega^2 - v_z^2) \frac{\delta_z}{\delta_y} - S_0 \sin \alpha}}{S_z \sin \alpha} \quad (5)$$

А відношення амплітуди

$$\frac{A_z}{A_y} = \frac{\delta_y}{\delta_z \alpha_y} \sqrt{(\omega^2 - v_z^2) + 4\omega^2 \delta_z^2} \quad (6)$$

Кут зсуву фаз визначається з залежності

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\omega^2 - v_z^2}{2\delta_z \omega} \quad (7)$$

Траєкторія руху різальної кромки за один цикл коливань має вигляд еліпса. Вібрації при різанні виникають не завжди. Коли між силами різання й опорів існує рівновага, вібрацій немає. Який-небудь із факторів, що вносить зміни у стані рівноваги, може дати поштовх для виникнення вібрацій. Це може бути зміна режиму роботи, зміна твердості оброблюваного матеріалу, але найчастіше причиною є поява авторезонансу, тобто збігання частоти приводу шпинделя токарного верстата і частоти поперечних коливань цього ж шпинделя і оброблюваної деталі. Поштовх до виникнення і підсилення автоколивань дуже часто дають також вимушені резонансні імпульси, якими можуть бути, наприклад, зміни сил різання при обточці хвилястої поверхні, одержаної у попередньому переході.

Вібрації, а разом з ними і збільшення нерівностей поверхні, можуть виникати також внаслідок так званих «релаксаційних» автоколивань, які виникають при дуже малих швидкостях переміщень системи (наприклад, при розвертуванні отворів розвертками, коли отвір внаслідок цих коливань стає ограним). Іншим прикладом релаксаційних автоколивань можуть бути також заїдання у механізмах подачі верстатів. При дії цих механізмів рухомі частини верстата (наприклад, стіл чи супорт) протягом деякого часу затримуються силою тертя і деякий час не переміщуються, незважаючи на те, що пружні деформації, а разом з ними і зусилля у механізмі приводу подачі постійно зростають. У момент, коли ці зусилля стануть більші від сили тертя спокою, рухома частина верстата стрибком переміщається на деяку відстань вперед, і нагромаджена енергія пружних переміщень ривком звільняється. Через деякий відрізок часу рухомі частини верстата зупиняються і весь цикл знову повторюється. Тому що частота власних коливань будь-якої колівальної

системи пропорціональна квадратному кореню жорсткості, то, збільшуючи жорсткість системи, ми збільшуємо частоту власних коливань і зменшуємо амплітуду цих коливань. Отже, збільшення жорсткості системи — це один з найважливіших засобів у боротьбі з вібраціями.

Другим важливим засобом зменшення вібрацій є усунення будь-яких зазорів у частинах системи ВІД.

Слід також пам'ятати, що вібрації виникають скоріше тоді, коли менший головний кут в плані різця, тонша і ширша стружка та більша в'язкість оброблюваного матеріалу.

Зменшувати вібрації можна також застосовуючи демпферні пристрої та різного роду гасителі вібрацій. Всі ці гасителі, що зв'язуються у такий або інший спосіб з інструментом або оброблюваною деталлю, можуть бути динамічної або ударної дії, а також фрикційні. У фрикційних гасителях енергія коливань при вібраціях гаситься силою тертя.

Суть дії динамічних гасителів полягає в тому, що до деталі, коливання якої необхідно погасити, пружно приєднується відповідна маса, розрахована таким чином, щоб частота її власних коливань дорівнювала частоті власних коливань деталі. Коли частоти цих коливань зсунуті в фазі на половину циклу, вібрації погашаються.

Література:

1. Марчук В.І., Заблоцький В.Ю. Зв'язок параметрів хвилястості робочих поверхонь з віброакустичними характеристиками роликотідшипників. Високі технології в машинобудуванні: Збірник наукових праць НТУ «ХП». – Харків, 2003.–Вип.1(6)–С.85-90.

2. Хусу А.П., Витинберг Ю.Р., Пальмов В.А. Шереховатостьповеохностей. М., 1975.

3. Филимонов Л.Н. Высокоскоростное шлифование.– Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1987.–248 с.