

УДК 621.941.025-521

РОЗРОБКА ДИНАМІЧНОЇ МОДЕЛІ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ ОБРОБЛЮВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ ТОЧІННЯ З УРАХУВАННЯМ БАГАТОМАСОВОСТІ

*Лисенко О.В., к.т.н., доц.**Кіровоградський національний технічний університет**25004 м. Кіровоград, вул. Тимірязєва, буд. 145, кв. 3**E-mail: Alexandr_74@zmail.ru*

Предложены двухмассовая динамическая модель технологической обрабатывающей системы точения для определения эффектов динамического гашения колебаний, трехмассовая – для определения геометрической точности формообразования в поперечном сечении детали.

Ключевые слова: динамическая модель, гашение колебаний, точность

In the article were offered two-mass dynamic model of technological processing system for sharpening to determinate the effects of the oscillation's dynamic extinction, three-mass one - to determinate the geometrical precision in forming the detail's cross section.

Keywords: dynamic model, oscillation's dynamic extinction, precision

Вступ. Для отримання в процесі токарної обробки деталі заданої точності необхідно, в кінцевому рахунку, забезпечити сталій відносний формоутворюючий рух заготовки та інструменту. В процесі різання виникають різноманітні збурення, які діють на технологічну оброблювальну систему (ТОС) і суттєво знижують продуктивність обробки, стійкість інструменту, знижують точність і підвищують шорсткість обробленої поверхні.

Ці збурення умовно можна розділити на швидкоплинні (сталість процесу різання, точність формоутворення у поперечному перетині деталі, нерівномірна твердість матеріалу заготовки) та повільні (поступове розмірне зношування інструменту, зміна точності формоутворення у повздовжньому напрямку деталі), при чому суттєвий вплив на вихідні параметри процесу обробки (точність та шорсткість) мають саме швидкоплинні.

Найбільший вплив на сталість процесу різання мають автоколивання, що характеризуються як незатухаючі коливання внаслідок специфічного перерозподілу енергії різання у ТОС.

Мета роботи. Створення теоретичних передумов дослідження впливу динамічних характеристик ТОС на якість обробленої поверхні точність і шорсткість.

Матеріал і результати дослідження. З попередньо виконаних досліджень [1] випливає, що найбільш перспективним методом підвищення динамічних властивостей технологічної оброблювальної системи (ТОС) є побудова такої системи, де має місце певний баланс між кількома (мінімум двома) одномасовими динамічними системами. Зазначений підхід дозволяє створювати такі взаємовідносини між цими одномасовими системами, які призводять до гасіння коливань у зоні обробці. Проте, не зважаючи на очікувану високу ефективність такого ме-

тоду, він може бути надзвичайно чутливим до відхилень параметрів систем від необхідних оптимальних значень, які можуть бути визначені лише при моделюванні на ЕОМ.

Таким чином, на відміну від проведених досліджень [2], виникає потреба у розробці математичних моделей динамічних систем із урахуванням як процесу різання, що відбувається у замкненій ТОС, так і багатомасовості еквівалентної пружної системи. Це дає можливість не тільки визначити оптимальні співвідношення динамічних параметрів існуючих верстатів, але й вірно проектувати спеціальні додаткові пристрої, які відіграють роль динамічних компенсаторів коливань.

Для динамічного гасіння коливань в основному застосовується схема за рис. 1а. Розрахунки квазіоптимальних параметрів такого гасника (маси m_3 , жорсткості c_3 і коефіцієнту I_3 в'язкого тертя) виконуються пошуком екстремуму функції динамічної якості за методом, викладеним у роботі [3].

Проте, аналіз показує, що аналогічні динамічні властивості притаманні також динамічній моделі за схемою рис. 1б. До того ж, такими схемами можуть бути представлені пружні системи верстатів, і в цьому випадку також наявна можливість отримати оптимальні динамічні характеристики за рахунок вірного вибору параметрів. Перші спроби використання таких підходів (для розрахунку високошвидкісних копіювальних механізмів) довели можливість отримання позитивного результату [4]. Однак, така динамічна модель повинна доповнюватись процесом різання у замкненій ТОС, модель якого, з урахуванням його власних динамічних характеристик викладена у роботі [5].

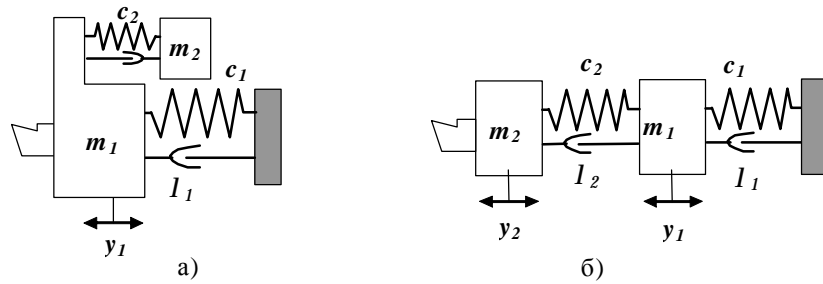


Рисунок 1 – Динамічні моделі динамічних гасників коливань

При вивченні динамічних явищ будь-якої механічної системи, математична модель повинна відображати ці явища, тобто вона повинна будуватись із динамічної системи за допомогою диференціальних рівнянь, що адекватно описують поведінку системи у часі. З урахуванням загально прийнятої концепції максимального спрощення математичних моделей, проте не забуваючи, що у кожному випадку вона повинна зберігати ті властивості, які є найбільш вагомими, первинна динамічна модель була прийнята одномасовою, розроблена і запропонована у роботі [5], динамічна модель для визначення ефектів динамічного гасіння коливань – двохмасовою, а при вивченні технологічної спадковості, необхідної для визначення точності формоутворення у поперечному перетині деталі, – тримасовою.

Для визначення оптимальних параметрів динамічної системи верстата динамічна модель точіння повинна бути доповнена процесом різання, причому за всіма координатами, за якими розкладається сила різання. На рис. 2 представлена така система за координатою Y , де, в силу замкненості ТОС, маємо:

$$H_{\phi} = H_3 - d_y, \quad (1)$$

де H_{ϕ} – фактична глибина різання,
 H_3 – задана глибина різання,
 d_y – пружна деформація за координатою Y .

З аналізу динамічної моделі за схемою (рис. 2), маємо математичну модель руху системи за координатою Y (2):

Повна модель повинна містити аналогічні диференціальні рівняння за всіма координатами і доповнена зв'язками і впливами, які були знайдені для вихідної одномасової моделі. Таким чином, модель стає вже 15-го порядку і може бути розв'язана лише чисельними методами на ПЕОМ.

Експериментально-розрахунковим шляхом [6] доказано, що відносно положення інструменту і деталі, яке забезпечує формоутворення, суттєво залежить від динамічних факторів, які діють у ТОС під час обробки. Особливого значення це набуває при обробці заготовок із нерівномірним припуском та спеціальних видах токарної обробки, зокрема при токарно-копіювальній обробці, коли ТОС увесь час знаходиться під дією періодичних збурень, наприклад, зміни глибини припуску у поперечному перерізі заготовки.

Однак, для вдосконалення прогнозування точності виготовлення деталей необхідно враховувати динамічні характеристики ТОС під час обробки, які обумовлюють загальну технологічну спадковість форми деталі у поперечному перерізі від пружних деформацій та змінюються за координатою формоутворюючого руху.

$$\left. \begin{aligned} H_{\phi} &= H_3 - y_2; \\ T_p \frac{dP_y}{dt} + P_y &= k_p H_{\phi}; \\ m_2 \frac{d^2 y_2}{dt^2} + I_2 \left(\frac{dy_2}{dt} - \frac{dy_1}{dt} \right) + c_2 (y_2 - y_1) &= P_y; \\ m_1 \frac{d^2 y_1}{dt^2} + I_1 \frac{dy_1}{dt} + c y_1 &= I_2 \left(\frac{dy_2}{dt} - \frac{dy_1}{dt} \right) + c_2 (y_2 - y_1). \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

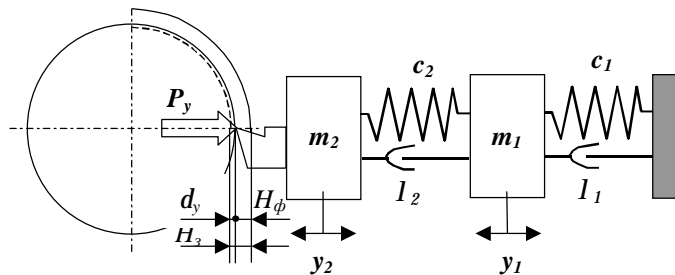


Рисунок 2 – Динамічна модель двохмасової системи з процесом різання

Для вирішення таких завдань вимагається більш детальна динамічна модель, яку доцільно представити у вигляді тримасової системи, замкненої через процес різання. На рис. 3 представлена така модель за однією координатою Y .

На схемі (рис. 3) прийняті наступні позначення, що взагалі відповідають пружній ТОС токарного верстата як сукупності конструкційно відокремлених

елементів: m_1 – маса супорта, m_3 – маса різцетримача, m_2 – маса шпинделя.

Математична модель такої системи має вигляд (3), причому коефіцієнт k_p лінеаризованої залежності сили різання від глибини знаходиться за формулою (4):

$$\left. \begin{aligned} H_\phi &= H_3 - (y_2 + y_3); \\ T_p \frac{dP_y}{dt} + P_y &= k_p H; \\ m_2 \frac{d^2 y_2}{dt^2} + I_2 \left(\frac{dy_2}{dt} - \frac{dy_1}{dt} \right) + c_2 (y_2 - y_1) &= P_y; \\ m_1 \frac{d^2 y_1}{dt^2} + I_1 \frac{dy_1}{dt} + c_1 y_1 &= I_2 \left(\frac{dy_2}{dt} - \frac{dy_1}{dt} \right) + c_2 (y_2 - y_1); \\ m_3 \frac{d^2 y_3}{dt^2} + I_3 \frac{dy_3}{dt} + c_3 y_3 &= P_y. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$k_p = \left(\frac{\partial P_z}{\partial H_\phi} \right)_0 = C_{Pz} x_{Pz} (H_{\phi 0})^{x_{Pz}-1} (S_{\phi 0})^{y_{Pz}} (V_{\phi 0})^n k_{Pz}, \quad (4)$$

де $H_{\phi 0}$, $S_{\phi 0}$, $V_{\phi 0}$ – значення параметрів режиму різання у точці лінеаризації, тобто у роботі з режимом, що встановився

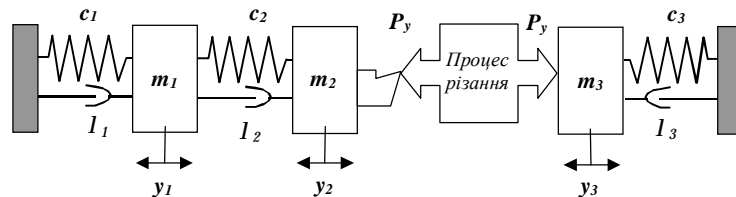


Рисунок 2 – Тримасова динамічна модель ТОС

Але фактичні повздовжня подача і швидкість різання визначаються з умови замкненості ТОС за формулами (5) і (6) при $d_x = d_{x3} + d_{x2}$ і $d_z = d_{z3} + d_{z2}$:

$$S_\phi = S_3 - \frac{dd_x}{dt}. \quad (5)$$

$$V_\phi = V_3 - \frac{dd_z}{dt}. \quad (6)$$

Деформації мас системи за відповідними осями координат знаходяться з диференціальних рівнянь руху за цими вісями, які аналогічні рівнянням (3).

Висновки. 1. Розроблені математичні моделі відображають усі передбачені характеристики і фізичні зв'язки реальної системи при різанні і надають, таким чином, можливість їхнього теоретичного дослідження.

2. Розроблені математичні моделі ТОС при представленні її як двохмасової динамічної системи охоплюють дві можливі схеми – з паралельним і послідовним з'єднанням мас і можуть використовуватись при вирішенні завдання динамічного гасіння коливань із відповідними конструкційними рішеннями.

3. Розроблена тримасова динамічна модель ураховує конструкційно відокремлені вузли верстату – різцетримач, супорт і шпиндель, які взаємодіють

між собою тільки через процес різання, що дозволяє визначити технологічну спадковість деталі у поперечному перетині.

ЛІТЕРАТУРА

1. Павлов А.Г. Управление динамической точностью при обработке на станках.– Красноярск: Из-во Красноярского университета, 1989. – 173 с.
2. Кудинов В.А., Чуприна В.М. Поузловой анализ динамических характеристик упругой системы станка // Станки и инструмент. – 1989.– № 11.– С. 6-11.
3. Петраков Ю.В. Теория автоматического управления в металлообработке: Навч. посібник.– К.: ІЗМН, 1999.– 212 с.
4. Кудинов. В. А. Динамика станков. – М: Машиностроение, 1967.– 360 с.
5. Петраков Ю.В., Лисенко О.В. Моделирование динамических характеристик процессу токарного точения // 36. наук. пр. КДТУ. Техніка в с/г виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград, 2002. – Вип. 11.– С. 257-263.
6. Санкин Ю.Н., Жиганов В.И., Санкин Н.Ю. Экспериментально-расчетное определение параметров динамической модели относительного перемещения резца и заготовки // СТИН. – 1999.– № 9.– С. 5-8.

Стаття надійшла 31.10.2008 р.
Рекомендовано до друку д.т.н., проф.
Драгобецьким В.В.