УДК 621.941.025-521

Ю.В. Петраков, О.В.Лисенко

МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОЦЕСУ ТОКАРНОГО ТОЧІННЯ

Для отримання якісної поверхні деталі в процесі точіння необхідно забезпечити сталий рух заготовки та інструменту. Виникаючі в процесі різання вібрації технологічної оброблювальної системи (ТОС) суттєво знижують продуктивність обробки, стійкість інструменту, негативно впливають на якість обробленої поверхні: знижується точність та підвищується шорсткість. Саме тому, підвищення динамічних характеристик ТОС є актуальною задачею.

Найбільший вплив на сталість процесу різання мають автоколивання [1], що характеризуються як незатухаючі коливання внаслідок зміни сили різання в ТОС. Причин виникнення автоколивань декілька (зміни сил тертя, демпфування, процеси наростоутворення, поява стружки надлому тощо), але важливим є те, що ці коливання підтримуються за рахунок енергії, яка постачається та розподіляється самою ТОС.

Таким чином, пояснити та математично обґрунтувати це явище можна тільки при уявленні ТОС як замкненої динамічної системи зі зворотними зв’язками [1,2].

Наявність адекватної математичної моделі процесу різання в замкненій пружній ТОС дозволить проводити дослідження впливу параметрів динамічної системи на сталість процесу різання, обирати такі значення цих параметрів, що забезпечуватимуть необхідні динамічні характеристики, тобто цілеспрямовано впливати на динаміку процесу формоутворення.

Отже, математична модель процесу точіння повинна будуватись з урахуванням замкненості ТОС, відтворенням найбільш впливових зворотних зв'язків. Якщо у якості вхідних величин прийняти параметри процесу різання: задані глибину $H_з$, подачу $S_з$ і швидкість $V_з$ різання, а у якості вихідних величин – складові P_x, P_y і P_z сили різання, то процес різання може бути представлений функціональною схемою за рис. 1.

Еквівалентна пружня система (ЕПС) представлена блоками, що відображають її реакцію на складові сили різання за осями координат. Отже, реакція ЕПС у вигляді пружної деформації також представлена за вісями координат складовими δ_x, δ_y і δ_z відповідно.

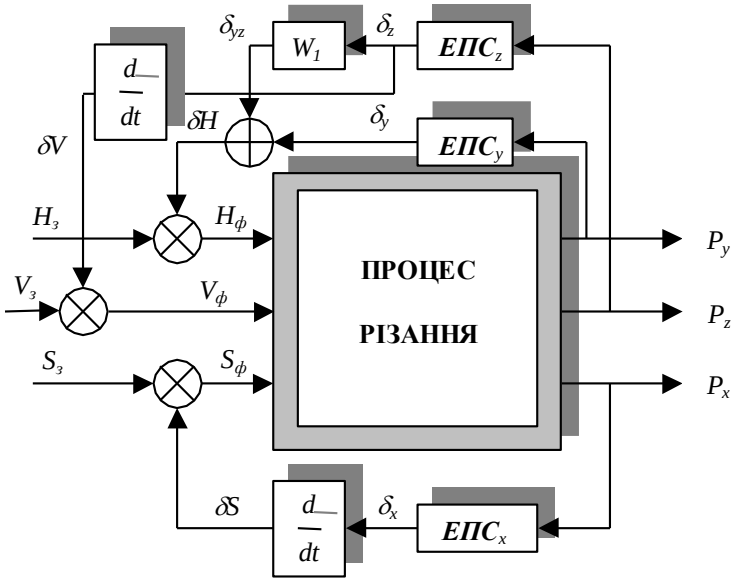

Рисунок 1 – Функціональна схема процесу різання

Швидкість зміни складової δ_x деформації ЕПС$_x$ впливає на фактичну подачу:

$$S_ф = S_з - \frac{d\delta_x}{dt}. \tag{1}$$

Аналогічно, швидкість зміни складової δ_z деформації ЕПС$_z$ впливає на фактичну швидкість різання:

$$V_ф = V_з - \frac{d\delta_z}{dt}. \tag{2}$$

Деформація ЕПС$_y$ безпосередньо впливає на фактичну глибину різання, а вплив деформації ЕПС$_z$ може бути визначений за геометричною схемою рис. 2. Так, з геометричних співвідношень рис. 2 маємо:

$$\delta_{ул} = \sqrt{R^2 + \delta_z^2} - R\,. \tag{3}$$

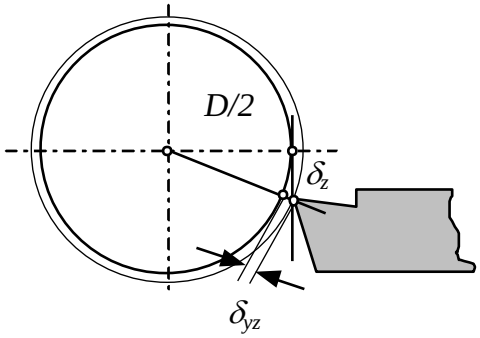

Рисунок 2 – Схема впливу деформації δ_z на $H_ф$

Таким чином, вплив деформації всієї ЕПС на фактичну глибину різання відображається залежністю:

$$H_ф = H_з - (\delta_y + \sqrt{R^2 + \delta_z^2} - R). \tag{4}$$

Процес різання може бути представлений за допомогою відомих з теорії різання залежностей:

$$P_z = C_{Pz} H_ф^{x_{pz}} S^{y_{pz}} V^{n} k, \tag{5}$$

де C_{Pz}, k – емпіричні коефіцієнти;

x_{pz}, y_{pz}, n – показники ступеня.

Скориставшись відомим співвідношенням $P_{xy} = 0.6P_z$ та геометричним розташуванням складових сили різання, отримуємо такі залежності для розрахунку складових P_y та P_x сили різання:

$$P_y = \sqrt{\frac{P_{xy}^2}{1 + tg^2(\varphi + \eta)}}; \tag{6}$$

$$P_x = P_y \cdot tg(\varphi + \eta), \tag{7}$$

де φ – головний кут в плані різця;

η – кут сходу стружки.

ЕПС в першому наближенні може бути представлена одномасовою системою, що має три ступеня рухомості у відповідності до координатної системи XYZ (рис. 3). За кожною координатою зв`язок маси $m$ з основою представлений приведеною жорсткістю $c$ та коефіцієнтом в`язкого тертя λ, тобто такого тертя, коли сила тертя пропорційна швидкості відносного руху. У цьому випадку рух системи за кожною координатою описується трьома диференційними рівняннями, кожне другого порядку:

$$\begin{cases} \dfrac{d^2\delta_x}{dt^2}m + \lambda_x \dfrac{d\delta_x}{dt} + c_x\delta_x = P_x; \\ \dfrac{d^2\delta_y}{dt^2}m + \lambda_y \dfrac{d\delta_y}{dt} + c_y\delta_y = P_y; \\ \dfrac{d^2\delta_z}{dt^2}m + \lambda_z \dfrac{d\delta_z}{dt} + c_z\delta_z = P_z. \end{cases} \quad (8)$$

З наведених вище залежностей (1-8) може бути складена математична модель процесу різання в замкненій пружній ТОС, яка повністю відповідає функціональній схемі за рис. 1. Враховуючи те, що отримана модель є суто нелінійною, шостого порядку, моделювання може бути реалізоване тільки чисельними методами на ЕОМ. Для зручності використання відомих чисельних методів інтегрування диференційних нелінійних рівнянь (наприклад, методу Рунге-Кутта четвертого порядку) треба представити систему (8) за допомогою змінних стану. Приймемо наступні змінні стану динамічної моделі: $x_1=\delta_x$, $x_2=s\delta_x$, $x_3=\delta_y$, $x_4=s\delta_y$, $x_5=\delta_z$, $x_6=s\delta_z$, де s=d/dt. Тоді система (8) може бути представлена у матричній формі, яка є найбільш прийнятною для використання чисельних методів:

$$\begin{vmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \\ \dot{x}_5 \\ \dot{x}_6 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_x/m & -\lambda_x/m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_y/m & -\lambda_y/m & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_z/m & -\lambda_z/m \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 1/m & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1/m & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1/m \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} P_x \\ P_y \\ P_z \end{vmatrix}$$

За допомогою наведеної вище математичної моделі можна проводити аналіз та оцінювати вплив будь-яких параметрів системи, що наведені у вихідних даних, на її динамічні показники і характеристики. Математична модель реалізована в програмному середовищі Borland Delphi за алгоритмом, узагальнена схема якого представлена на рис. 4.

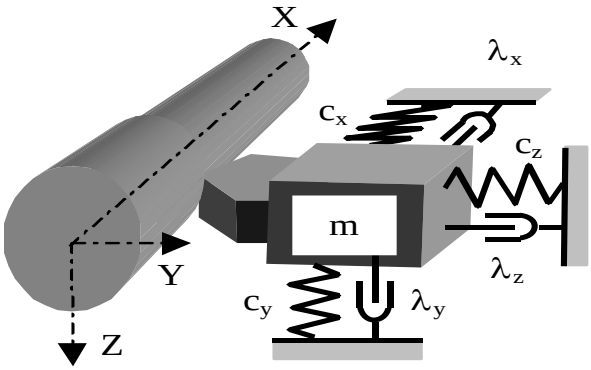

Рисунок 3 – Динамічна модель

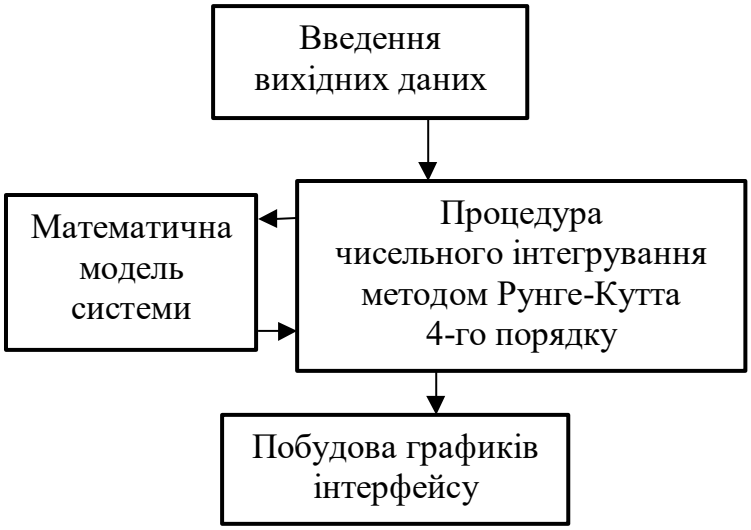

Рисунок 4 – Узагальнений алгоритм

Копія екрану монітору під час функціонування програми представлена на рис. 5. На лівій частині інтерфейсу організовано введення вихідних параметрів системи та завдання часу інтегрування, унизу розташовані кнопки управління. На правій частині зарезервоване місце для виведення результатів моделювання у графічній формі. Реакція системи на раптове збільшення заданої глибини різання представлена трьома графіками перехідних характеристик за відповідними осями координат. Крім того представлена траєкторія руху вершини різця, яка відображає реакцію на це збурення у поперечному перерізі ТОС. Виводиться також результат зміни діаметру оброблювальної деталі у режимі точіння, що встановився.

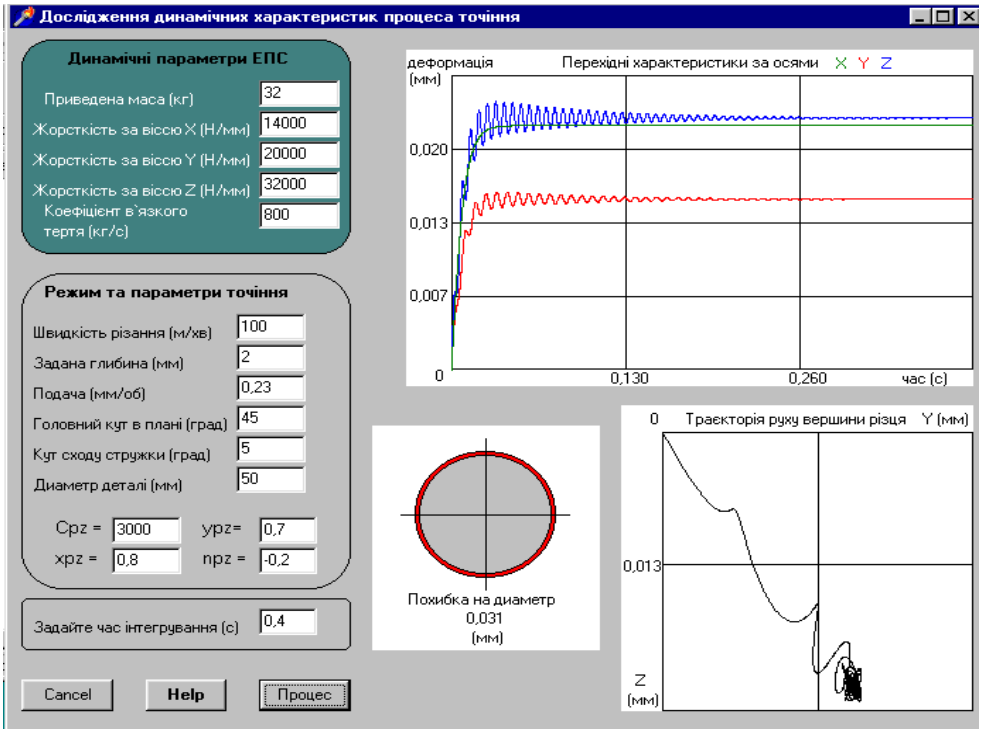

Рисунок 5 – Інтерфейс програми

Адекватність будь-якої моделі повинна бути перевірена на практиці. Для створеної моделі адекватність умовно можна розглядати за якісними та кількісними показниками. Якщо модель адекватна з точки зору відображення якості процесу, це означає, що вона в цілому не суперечить відомим з практики залежностям. За таким критерієм створена модель повністю адекватна – вона вірно реагує на зміни будь-яких даних, що представлені на інтерфейсі.

Крім того, при моделюванні численних ТОС за допомогою розробленої програми було встановлено, що найбільші коливання динамічної системи відбуваються за координатою Z, а найменші – за координатою X. Це пояснюється тим, що швидкість переміщення вершини різця внаслідок коливання у напрямку осі Z, впливає на швидкість різання, що в свою чергу впливає на силу різання і величину амплітуди коливань. Так, рух вершини різця у позитивному напрямі осі Z приводить до миттєвого зменшення швидкості різання, що (при негативному показнику ступеня в залежності сили різання від швидкості) приводить до збільшення сили різання і збільшення деформації ТОС. Таким чином маємо позитивний зворотній зв’язок, що дестабілізує систему. Навпроти, швидкість коливань за координатою X впливають на фактичну величину повздовжньої подачі таким чином, що в системі організується негативний зворотній зв’язок, що демпфує коливання. Наприклад, при збільшенні сили різання (складової P_x) швидкість деформації ТОС в напрямку осі X викликає миттєве зменшення фактичної подачі, що, в свою чергу, приводить до зменшення сили різання і амплітуди коливань відповідно.

Під час перевірки адекватності моделі за кількісними показниками, тобто на відповідність чисельних значень вихідних характеристик її постійні коефіцієнти повинні корегуватись як за характеристиками статичних вимірювань (наприклад діаметру обробки), так і за динамічними

характеристиками. Під час динамічних випробувань реального процесу точіння необхідно визначити коефіцієнт в'язкого тертя ТОС, який взагалі не може бути знайдений теоретичними методами.

Розроблена програма може застосовуватись при проектуванні процесів точіння з метою покращення їх динамічних характеристик, для визначення оптимальних параметрів ТОС та динамічних компенсаторів коливань. Вана є базовою для вивчення можливостей покращення динамічних властивостей пружної ТОС за рахунок введення пристроїв, що автоматично компенсують похибку обробки від пружних деформацій. Крім того, є корисним використання програми у навчальному процесі при підготовці спеціалістів та магістрів відповідних спеціальностей.

ЛІТЕРАТУРА

1. Кудинов В.А. Динамика станков.– М.: Машиностроение, 1967.– 360 с.

2. Петраков Ю.В. Управление процессом обработки сложных поверхностей на станках с ЧПУ // Вестник НТУУ «КПИ», №39.– 2000.– С. 37-44.