

УДК 621.9.06

В.Д. Ковальов д.т.н., проф.
М.С. Мельник, аспір.
Донбаська державна машинобудівна академія

СИСТЕМА АДАПТИВНОГО КЕРУВАННЯ ТОЧНІСТЮ З ПОКРАЩЕНОЮ ДИНАМІКОЮ ДЛЯ ВАЖКИХ ТОКАРНИХ ВЕРСТАТІВ

Розглянуто питання побудови адаптивних систем керування точністю для компенсації пружних деформацій у важких токарських верстатах. Запропоновано спосіб одержання інформації про поточне взаємне розташування заготовки й інструмента. Розроблено структуру приводу подачі підвищеної швидкодії. Запропоновано алгоритм моделювання динамічних процесів у системах зі зворотним зв'язком.

У сучасному верстатобудуванні одним з найбільш перспективних напрямків є застосування систем адаптивного керування. За останні кілька десятиліть створена велика кількість систем адаптивного керування всілякого призначення, успішна експлуатація яких підтвердила їх ефективність. Основні питання розробки і напрямки розвитку систем адаптивного керування доволі широко розглянуті у роботах [3], [7], [9]. У цих роботах розкриті значні переваги застосування автоматичного керування, перед іншими шляхами підвищення точності й продуктивності обробки різанням. Однак істотною проблемою залишається створення системи адаптивного керування точністю металорізальних верстатів, що дозволяє звести до мінімуму вплив на точність форми обробленого виробу пружних деформацій вузлів верстата, і особливо заготовки. Складність питань розробки такої системи підкреслюється в роботах [4], [5], [6], [8]. Автори визначають як суттєву перешкоду до створення подібних систем складність отримання інформації про поточний стан технологічної системи і відсутність приводів з достатньою швидкістю.

Ця стаття присвячена пошуку шляхів отримання миттєвої розмірної інформації і можливостей підвищення швидкодії виконавчого приводу.

Як відомо, елементи технологічної системи, що володіють кінцевою жорсткістю, створюють ефект копіювання погрішностей форми заготовки на готовий виріб. Погрішності форми заготовки створюють зміну припуску, що спричиняє зміну сили різання, що, у свою чергу, викликає перемінні деформації елементів технологічної системи, тобто відхилення взаємного положення заготовки й інструмента від заданого. У результаті погрішності форми заготовки майже пропорційно копіюються на оброблений виріб. Очевидно, що для зменшення ефекту копіювання необхідно підвищувати жорсткість технологічної системи, що і застосовується на практиці. Але впливати на жорсткість заготовки, яка також є елементом технологічної системи, у більшості випадків можливості немає. Тобто підвищення жорсткості вузлів верстата, призначеного для обробки нежорстких заготовок, не дасть позитивного ефекту.

Ще однією значною перешкодою для досягнення високої точності форми виробу є зовнішні силові впливи, наприклад вібрація від дисбалансу заготовки, від механізмів верстата або поруч розташованого устаткування, а також теплові деформації заготовки, інструмента і вузлів верстата, викликані тепловиділенням в зоні різання, що створює нерівномірне, мінливе в часі температурне поле технологічної системи.

Зазначені проблеми особливо гостро стоять при розробці й експлуатації важких верстатів для обробки тїл обертання, що являють собою довгі нежорсткі або порожні вали, а також тонкі диски.

Розробка структури системи адаптивного керування для вирішення завдань подібного роду не є проблемою, тут цілком достатньо простої стабілізуючої системи, що підтримує задане взаємне положення інструмента і заготовки. Складність існує в розробці способу одержання інформації про миттєве взаємне розташування інструмента і заготовки, а також у створенні швидкодіючого приводу для вписання виправлення.

Пропонована система являє собою одне з вирішень проблеми одержання інформації про поточні параметри процесу обробки. Розглянемо її роботу на прикладі токарної обробки. Для реалізації системи адаптивного керування при обробці циліндричного вала необхідно вимірювати поточне значення оброблюваного діаметра, потім, порівнюючи його з заданим значенням, вносити відповідне виправлення в настроювання технологічної системи.

Для вимірювання діаметра перетину вала можуть бути використані вимірювальні перетворювачі переміщень будь-якого типу. Складністю тут є вибір схеми розташування перетворювачів. Найбільш поширені дві схеми (рис. 1, 2). У схемі на рис. 1 вимірюється відстань від настановної бази верстата (осі центрів) до поверхні виробу, що фактично складає не діаметр, а радіус вала. Ця схема проста в реалізації, але має істотний недолік: при деформації виробу силою різання P_y результат вимірювання R_v буде дорівнювати проекції на напрямок вимірювання векторної суми фактичного радіуса R_d і величини деформації (рис. 3).

Схема на рис. 2 вільна від зазначеного недоліку, оскільки тут вимірюються відстань між двома діаметрально протилежними крапками поверхні вала радіуса R_d і величини деформації (рис. 3). Однак практично її можна реалізувати тільки для малогабаритних виробів. Для важких верстатів вимірювальні пристрої, виконані за такою схемою, виявляються надзвичайно громіздкими, дорогими і найчастіше майже нездійсненими. Крім того, така схема не дозволяє оцінити погрішність форми типу биття й огранювання.

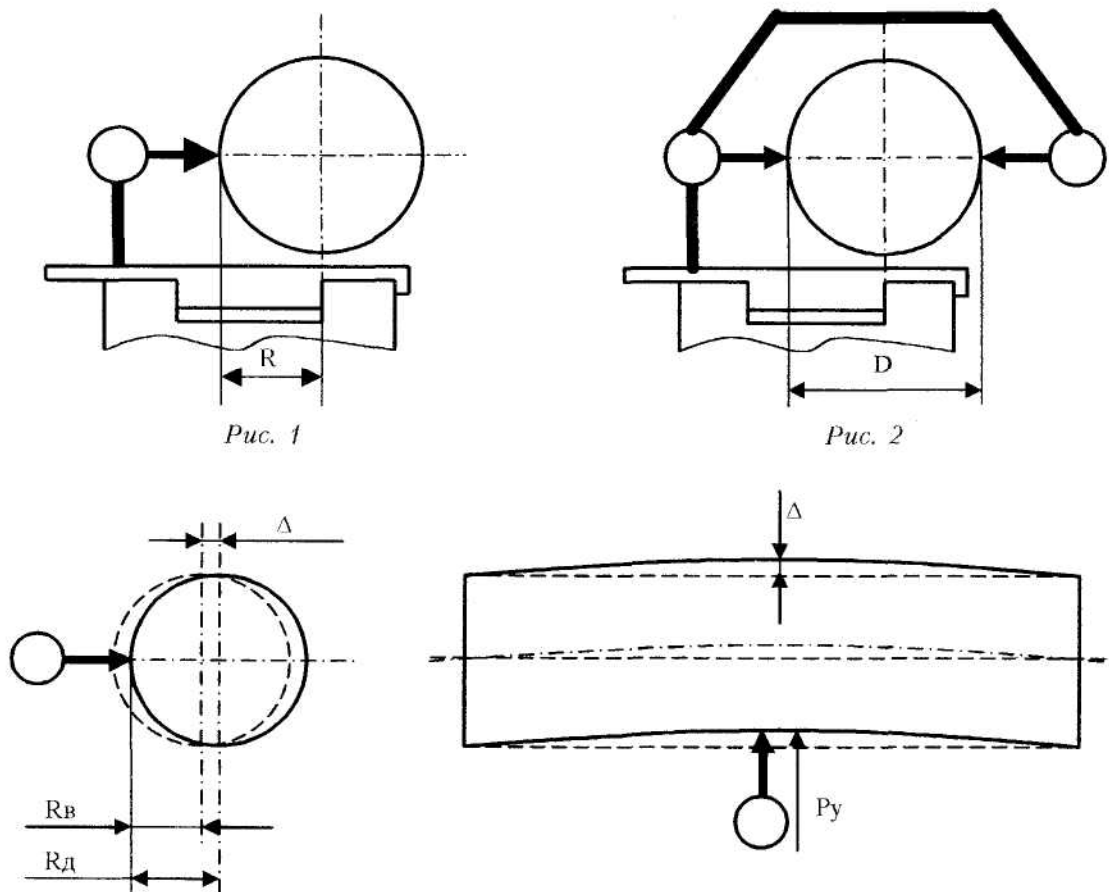


Рис. 3

У пропонованій системі автоматичне регулювання розмірної настройки виконується не за вимірами діаметра обробки, а за значенням поточної глибини різання, що вимірюється як відстань між вершиною або базою інструмента і суміжною крайкою неопрацьованої поверхні (рис. 4)

Щоб уникнути ефекту копіювання, система забезпечується елементами пам'яті (рис. 4). Роль елемента пам'яті виконує керуюча ЕОМ-1, крім того система містить: датчик куткового положення заготовки 2, датчик повздовжнього положення інструмента 3, датчик глибини різання 4 і виправляючий привід 5.

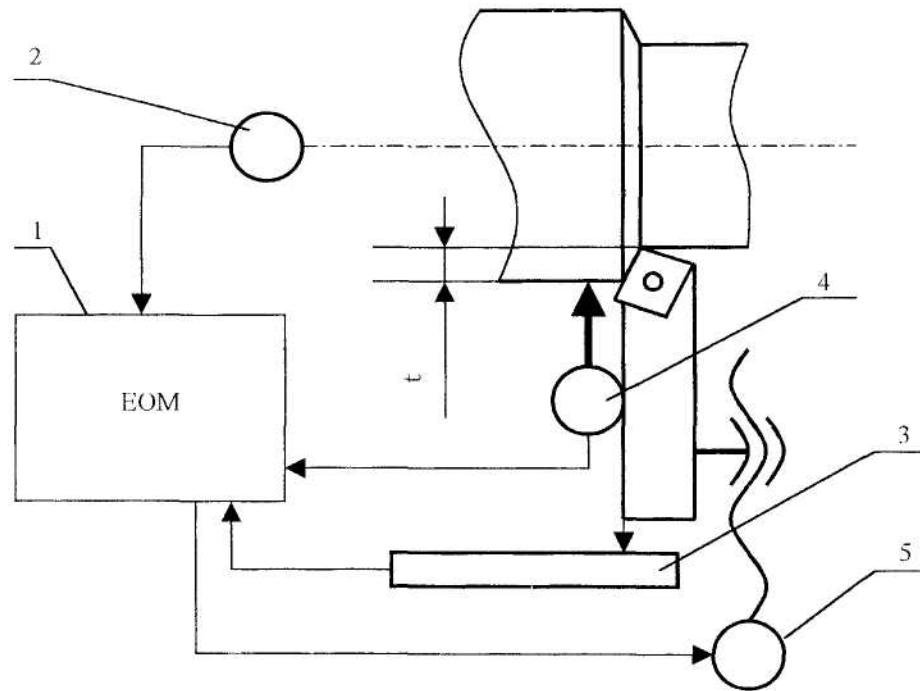


Рис. 4

Алгоритм роботи системи, реалізований у керуючій ЕОМ, полягає в наступному. У зв'язку з установкою датчиків положення заготовки й інструмента, у якості яких можна використовувати штатну вимірювальну систему пристрою ЧПУ, заготовка виявляється розбитою на визначену кількість секторів у поперечному перерізі відповідно до дискретності датчика 2 і з визначеним кроком у подовжньому напрямку відповідно до параметрів датчика 3. Тобто на поверхню заготовки накладається координатна сітка циліндричної системи координат, у якій намайбутнє будуть представлені моделі в пам'яті ЕОМ. Моделі поверхні мають структуру таблиці або прямокутної матриці, у якій номер рядка відповідає подовжній координаті, номер стовпця – кутовий, а значення комірки – радіальне.

$$A = \begin{pmatrix} r_{11} & r_{12} & \dots & r_{1\varphi} \\ r_{21} & r_{22} & \dots & r_{2\varphi} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ r_{s1} & r_{s2} & \dots & r_{s\varphi} \end{pmatrix}, \tag{1}$$

- де r – радіус-вектор (відстань від точки поверхні до осі обертання заготовки);
- s – подовжня координата;
- φ – кутова координата.

Після встановлення заготовки на верстат виконується прохід зі знятим інструментом на максимальній швидкості обертання і з подовжньою подачею, рівною подовжньому кроку обраної координатної сітки. При цьому за допомогою датчиків 2, 3, 4 у пам'яті ЕОМ створюється модель поверхні заготовки. Зрозуміло, що поверхня заготовки повинна мати прийнятну якість для нормальної роботи датчика 4, тобто хоча б після обдирної операції, при цьому бажано, щоб сам датчик 4 був безконтактний (індуктивний, пневматичний тощо). Після закінчення вимірів з кожного елемента отриманої таблиці, тобто з радіусів заготовки

відраховуються відповідні значення радіусів готового виробу. У результаті цієї операції ми одержуємо модель, що являє собою масив значень глибини різання:

$$T = A - B, \tag{2}$$

або

$$\begin{pmatrix} t'_{11} & t'_{12} & \dots & t'_{1\varphi} \\ t'_{21} & t'_{22} & \dots & t'_{2\varphi} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ t'_{s1} & t'_{s2} & \dots & t'_{s\varphi} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} r_{11} & r_{12} & \dots & r_{1\varphi} \\ r_{21} & r_{22} & \dots & r_{2\varphi} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ r_{s1} & r_{s2} & \dots & r_{s\varphi} \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} r'_{11} & r'_{12} & \dots & r'_{1\varphi} \\ r'_{21} & r'_{22} & \dots & r'_{2\varphi} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ r'_{s1} & r'_{s2} & \dots & r'_{s\varphi} \end{pmatrix}, \tag{3}$$

- де T – матриця значень глибини різання;
- A – матриця обмірюваних радіусів заготовки;
- Y – матриця радіусів обробленого виробу, сформована за даними креслення.

Потім інструмент повертається в робочий стан, супорт встановлюється в положення, що відповідає початковому при операції вимірювання, і починається обробка відповідно до режимів, заданих технологічною картою. Під час обробки ЕОМ за допомогою датчика 4 вимірює поточну глибину різання і, порівнюючи її зі значенням комірки відповідної координати, обумовленої датчиками 2 і 3, формує сигнал корекції, що керує виправляючим приводом 5. У результаті система протягом усього шляху інструмента підтримує рівність поточної і розрахункової глибини різання. Тобто статична передатна функція системи має вигляд:

$$\Delta y = t_{сп} - t'_{сп}, \tag{4}$$

або

$$y = y_{уст} + t_{сп} - t'_{сп}, \tag{5}$$

- де Δy – приріст координати виправляючого приводу;
- y – координата виправляючого приводу;
- $y_{уст}$ – сталі значення координати виправляючого приводу до збурювання;
- $t_{сп}$ – поточне обмірюване значення глибини різання;
- $t'_{сп}$ – розрахункове значення глибини різання, що відповідає поточному положенню заготовки.

Для ефективної роботи системи динамічні властивості всіх її ланок повинні забезпечувати відпрацьовування збурювання в межах досить малої частки періоду одного обороту виробу порівнянно з часом проходження одного кроку координатної сітки по кутовій координаті. На практиці ця величина для важких токарних верстатів може складати десятки або навіть одиницю мілісекунд. Класичний верстатний електро- або гідропривід такої швидкодії не забезпечує. Найбільш придатним для цієї мети є лінійний електродвигун постійного струму, однак у цьому випадку для одержання достатнього зусилля при обмежених габаритах доводиться жертвувати довжиною ходу.

Як вирішення проблеми швидкодії виправляючого приводу можна запропонувати комбінований електропривід, що складається з традиційного привода з високомоментним двигуном і гвинтовою або рейковою передачею, що забезпечує необхідний хід робочого органа, і швидкодіючого короткоходового лінійного двигуна, що забезпечує необхідне прискорення. Взагалі таку комбінацію можна застосовувати не тільки як виправляючий привід, але й у всіх приводах лінійного переміщення, де потрібне велике прискорення.

Максимальне прискорення, забезпечуване приводом, у загальному випадку визначається за другим законом Ньютона:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = \frac{F}{m}, \quad (6)$$

або для обертального руху:

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} = \frac{M}{J}, \quad (7)$$

де y – лінійна координата;

φ – кутова координата;

F – тягова сила приводу, приведена до робочого органу;

m – маса всіх рухомих кінематично зв'язаних частин приводу, приведена до робочого органу;

M – обертальний момент двигуна;

J – момент інерції всіх рухливих кінематично не зв'язаних частин приводу, приведений до вала двигуна;

dt – дифференціал часу.

Приведення мас і моментів інерції здійснюється на підставі закону збереження енергії:

$$\frac{J_{np} \omega_1^2}{2} = \sum \frac{J_i \omega_i^2}{2} + \sum \frac{m_j V_j^2}{2}, \quad (8)$$

де J_{np} – приведений момент інерції;

J_{np} – момент інерції i -ї деталі, що обертається;

ω_1 – кутова швидкість обертання ротора двигуна;

ω_i – кутова швидкість обертання i -ї деталі;

m_j – маса j -ї деталі, що рухається прямолінійно;

V_j – швидкість руху j -ї деталі.

Співвідношення кутових та лінійних швидкостей визначаються через рівняння кінематичного балансу передавальних механізмів. Наприклад для приводу з редуктором і передачею гвинт-гайка:

$$\omega_1 = u \omega_2 = \frac{2\pi V u}{t}, \quad (9)$$

де ω_1 – кутова швидкість обертання ротора двигуна;

ω_2 – кутова швидкість обертання веденого вала редуктора і гвинта;

V – швидкість руху рухомого вузла;

u – передаточне відношення редуктора;

t – крок гвинта.

Зрозуміло, що якщо підставити рівняння кінематичного балансу (9) у рівняння енергетичного балансу (8), то передаточні відношення виявляться у іншому. Тобто основну частку приведенного моменту інерції утворюють ланки, що рухаються з більшою швидкістю.

На практиці для приводу подачі з високомоментним двигуном у рівнянні приведення моменту інерції власне момент інерції ротора двигуна становить 70...80 % від сумарного приведенного моменту інерції. Тобто динамічні властивості приводу майже обмежені динамічними властивостями двигуна. Настільки мала частка внеску маси супорта й елементів передач у сумарну інерційність обумовлена насамперед значними передатними відносинами передавальних механізмів.

Привід з лінійним двигуном має переваги з швидкодії за тих причин, що не має передавального механізму, та інерційні властивості рухомих частин власне лінійного двигуна завдяки особливостям конструкції можуть бути на порядок менші ніж у подібного електродвигуна обертального руху. Однак, такий привід найчастіше не здатен забезпечити потрібну довжину ходу робочого органу в забезпеченні потрібного зусилля.

Структурну схему комбінованого спостерегаючого приводу наведено на рис. 5.

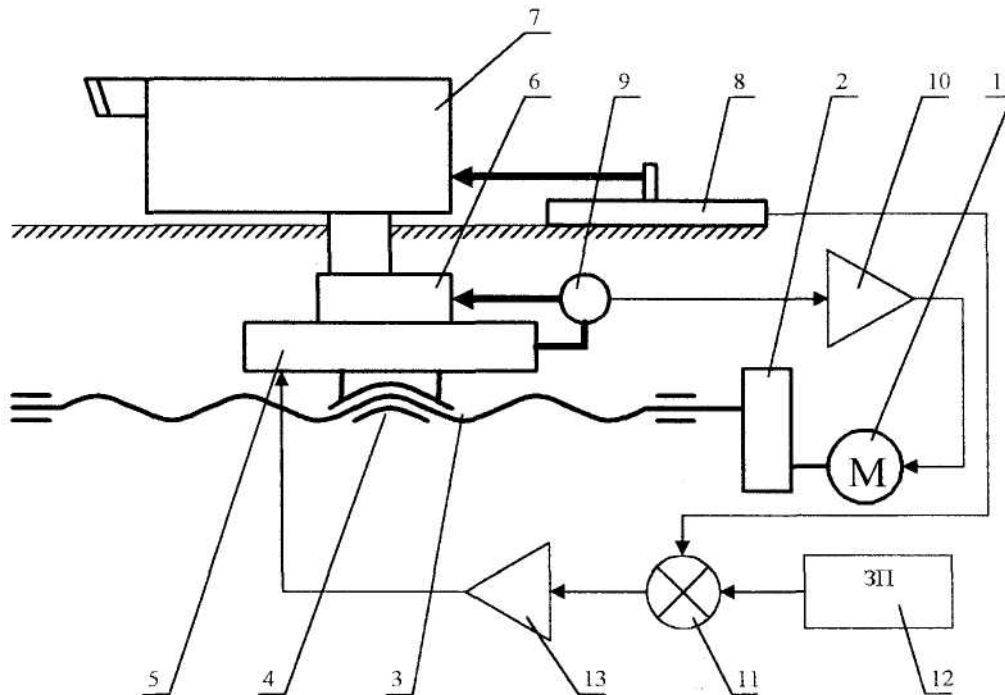


Рис. 5

Привід містить у собі основний двигун постійного струму 1, вал якого через редуктор 2 зв'язаний з ходовим гвинтом 3. На гайці гвинтової передачі 4 встановлений статор лінійного електродвигуна постійного струму 5, а його повзун 6 зв'язаний з виконавчим органом 7. Положення виконавчого органу відслідковується лінійним вимірювальним перетворювачем 8, а зсув повзуну лінійного двигуна відносно гайки гвинтової передачі – перетворювачем 9. Привід фактично являє собою два слідкуючих приводи, включених послідовно з зовнішньою і внутрішньою петлею зворотного зв'язку. Внутрішня петля утворена перетворювачем 9, підсилювачем постійного струму 10 і основним двигуном 1. Сигналом неузгодженості для цієї петлі служить відносний зсув статора і повзуну лінійного двигуна, тобто ця частина приводу прагне утримати повзун 6 у середньому положенні відносно статора 5. Зовнішня петля зворотного зв'язку утворена вимірювальним перетворювачем 8, порівнювальним пристроєм 11, задавальним пристроєм 12, підсилювачем постійного струму 13 і лінійним двигуном і забезпечує відповідність дійсного положення робочого органу величині, що задана пристроєм 12.

У процесі синтезу приводу необхідно враховувати те, що складна система з інтегруючими ланками при деяких внутрішніх умовах сама може виявитися джерелом автоколивань. Щоб запобігти цьому потрібно перевіряти систему на усталеність. Зазвичай усталеність систем автоматичного регулювання перевіряють за критерієм Найквіста, для чого будують АФЧХ системи за експериментальними даними, або за математичною моделлю. Але у задачах синтезу виведення повноцінної математичної моделі замкненої системи, а тим більше побудови АФЧХ системи аналітичним способом є доволі складним завданням і на практиці майже не використовується.

Набагато простіше побудувати математичні моделі для окремих ланок системи, а потім ітераційним методом побудувати перехідні процеси і АФЧХ системи в цілому. Сучасні комп'ютерні засоби дозволяють проводити таке моделювання у реальному часі. Такі можливості має, наприклад, програма Simulink з пакету MatLab, а для специфічних задач можливо створювати власні програмні пакети з використанням мов програмування високого рівня.

Суть ітераційного методу моделювання полягає в наступному. Записуються передатні рівняння кожної ланки системи в явному вигляді у функції від часу, включаючи пружну систему, привід і систему керування. Як зміну циклу вибирають час. На початку циклу на

вхідний параметр системи (наприклад сила різання) дається впливи потрібної форми – стрибок або гармонічний закон. Потім на кожній ітерації виконуються розрахунки вихідних параметрів кожної ланки, причому в послідовності, що збігається з напрямком поширення сигналу. На кожній ітерації виводиться вихідний параметр (наприклад переміщення робочого органу), у результаті чого одержуємо графік перехідного процесу.

Для простої перевірки усталеності системи достатньо побудованого перехідного процесу. Для усталеної системи він повинен бути згасаючим і бажано аперіодичним. Якщо потрібно досліджувати ефективність системи для різних частот вхідного впливу, то потрібно будувати частотні характеристики системи.

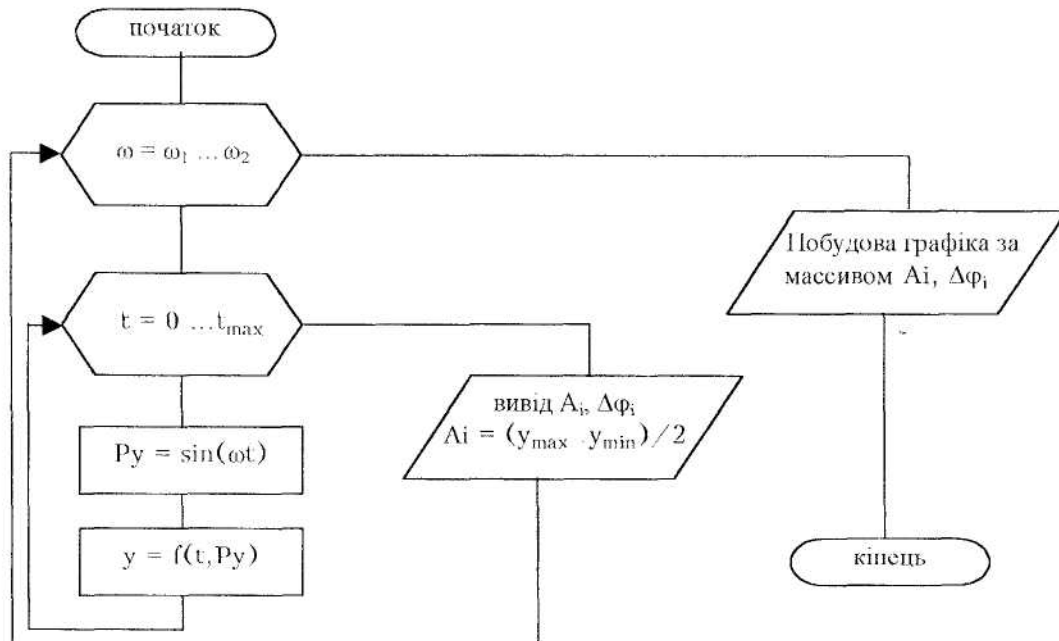


Рис. 6

Для побудови АЧХ і АФЧХ необхідно створити вкладений цикл. Як зміну зовнішнього циклу вибирають частоту коливань вхідного параметра. Внутрішнім циклом є вищезгаданий алгоритм побудови перехідного процесу. У цьому алгоритмі вхідний параметр змінюється за гармонійним законом з частотою, що задана на черговій ітерації зовнішнього циклу. Крім того, у внутрішньому циклі після побудови перехідного процесу визначається амплітуда коливань вихідного параметра; як половина різниці між максимальним і мінімальним значеннями вихідного параметра, а також різниця фаз між вхідним та вихідним сигналами, як відношення відстані за часовою координатою між відповідними максимумами вихідного і вхідного сигналів до періоду сигналу. Ця амплітуда і фаза повертається в зовнішній цикл як вихідний параметр і на підставі отриманого масиву значень амплітуд і фаз для різних вхідних частот будується АЧХ, ФЧХ і АФЧХ системи. Спрощена блок-схема алгоритму наведена на рис. 6.

У цій блок-схемі арифметичний блок $y = f(t, P_y)$ містить послідовні розрахунки виходів математичних моделей окремих ланок у порядку розповсюдження сигналу з урахуванням зворотного зв'язку.

Таким чином, з урахуванням викладеного матеріалу є всі підстави для розробки і практичного втілення систем адаптивного керування точністю, що діють на рівні погрешностей форми поверхні тіл обертання у поперечному перетині, а втілення таких систем дозволить значно знизити собівартість виготовлення деталей високої точності.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Кудинов В.А. Динамика станков. – М.: Машиностроение, 1967. – 359 с.
2. Усов А.В., Плотнікова Л.І., Вайсман В.О. Математичне моделювання технічних систем. – К.: Техніка, 1995 – 328 с.

3. *Оттц Г.* Современная техника производства (состояние и тенденции): Сокр. пер. с нем. Ю.В. Найдина и И.Н. Чурина / Под ред. В.С. Васильева. М.: Машиностроение, 1975. – 280 с.
4. *Орликов М.Л.* Динамика станков. – 2-е изд. перераб. и доп. – К.: Выща шк., 1989. – 272 с.
5. *Пестунов В.М.* Механизмы неравномерного движения в приводе станков // СТИН. – 2000. – № 5. – 52с.
6. *Пестунов В.М.* Компенсация упругой деформации технологической системы станков // СТИН. – 1999. – № 4. – 60 с.
7. *Попов Е.П.* Теория линейных систем автоматического регулирования и управления. – М.: Машиностроение, 1989, 274 с.
8. *Демидов С.В., Рыдов В.А.* и др. Электромеханические системы управления тяжелыми металлорежущими станками. Л.: Машиностроение, 1986.
9. *Сиротин А.А., Елисеев В.А., Богачев Ю.П., Гичан В.В., Ладик В.И., Чернышев В.В.* Перспективы создания комплектных устройств адаптивного управления металлорежущими станками: Труды МЭИ, 1978. – Вып. 370 М.

КОВАЛЬОВ Віктор Дмитрович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри металорізальних верстатів та інструменту Донбаської державної машинобудівної академії.

Наукові інтереси:

– дослідження в галузі підвищення точності та працездатності верстатного обладнання, розробки адаптивних систем керування, гідравлічних опор та передач верстатів, технології та обладнання для складнопрофільної обробки.

Тел.: 8 (06264) 41-47-82.

E-mail: msi@dgma.donetsk.ua.

МЕЛЬНИК Максим Сергійович – аспірант кафедри металорізальних верстатів та інструменту Донбаської державної машинобудівної академії.

Наукові інтереси:

– розробка систем адаптивного керування точністю металорізальних верстатів;

– приводи підвищеної швидкодії, дискретний привід металорізальних верстатів.

Тел.: 8 (06264) 41-47-82.

E-mail: msi@dgma.donetsk.ua.

Подано 11.08.2003