

## РОЗДІЛ III. ІНТЕГРОВАНІ ТЕХНОЛОГІЇ МАШИНОБУДУВАННЯ І АВТОТРАНСПОРТУ

УДК 621.822.172:621.7.079

**Д.Ю. Федориненко**, д-р техн. наук

Чернігівський державний технологічний університет, м. Чернігів, Україна

### ЯКІСТЬ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ПОЛОЖЕННЯМ ШПИНДЕЛЯ З ГІДРОСТАТИЧНИМИ ОПОРАМИ РЕГУЛЬОВАНОГО ТИПУ

**Д.Ю. Федориненко**, д-р техн. наук

Черниговский национальный технологический университет, Чернигов, Украина

### КАЧЕСТВО СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПОЛОЖЕНИЕМ ШПИНДЕЛЯ С ГИДРОСТАТИЧЕСКИМИ ОПОРАМИ РЕГУЛИРУЕМОГО ТИПА

**D.Y. Fedorynenko**, Doctor of Sciences

Chernigiv National Technological University, Chernigiv, Ukraine

### QUALITY OF MANAGEMENT SYSTEM OF SPINDLE POSITION WITH HYDROSTATICAL SUPPORTS OF ADJUSTABLE TYPE

*У роботі з метою підвищення надійності системи та зменшення часу перехідного процесу регулювання розроблено цифрову систему автоматичного керування положенням шпинделя на основі програмованого мікроконтролера та крокового двигуна. Запропоновано математичну модель системи з урахуванням суттєвих нелінійностей. Через імітаційне моделювання засобами системи Simulink визначено характеристики якості системи керування з регульованими шпиндельними гідростатичними опорами. Наведено апаратні та конструктивні засоби підвищення характеристик якості системи керування.*

**Ключові слова:** якість, система керування, шпиндель, гідростатична опора.

*В работе с целью повышения надежности системы и уменьшения времени переходного процесса регулирования разработана цифровая система автоматического управления положением шпинделя на основе программируемого микроконтроллера и шагового двигателя. Предложена математическая модель системы с учетом существенных нелинейностей. Путем имитационного моделирования средствами системы Simulink определены характеристики качества системы управления с регулируемым шпиндельными гидростатическими опорами. Приведены аппаратные и конструктивные средства повышения характеристик качества системы управления.*

**Ключевые слова:** качество, система управления, шпиндель, гидростатическая опора.

*In order to improve system reliability and reduction of time of transition regulation developed digital system of automatic control of position of the spindle on the basis of programmable microcontroller and the stepper motor. Proposed mathematical model of the system with given of the significant non-linearities. By simulation by means of the system Simulink determined the characteristics of the quality management system with adjustable spindle water supports. Proposed hardware and constructive means of improving of the quality management system.*

**Key words:** quality, management system, spindle, hydrostatic bearing.

**Постановка проблеми.** Одним з найбільш ефективних шляхів підвищення точності, продуктивності процесів механічного оброблення на верстатах є застосування прецизійних конструкцій регульованих шпиндельних гідростатичних опор (ГСО), які дозволяють керувати параметрами точності обертання шпинделя, якості оброблення, забезпечують підвищення швидкохідності шпиндельних вузлів. Автоматизація процесу керування параметрами шпиндельних ГСО створює передумови для розроблення нових технологічних процесів прецизійного механічного оброблення на верстатах. Тому актуальною проблемою машинобудування є підвищення точності механічного оброблення на верстатах за допомогою розроблення та використання систем керування положенням шпинделя на основі ГСО регульованого типу.

**Аналіз досліджень і публікацій.** Авторами робіт [1-3] зазначається ефективність застосування регульованих ГСО для адаптивного керування точністю оброблення на верстатах токарної, фрезерної, шліфувальної груп. Показано, що регульовані ГСО дозволяють керувати розмірами як статичного, так і динамічного налагодження технологічної системи.

Авторами роботи [4] розглянуті підходи щодо керування точністю обертання шпинделя на ГСО, розроблені засоби автоматизації процесу регулювання діаметральним за-

зором на основі нових конструкцій підшипників, відзначено перспективність керування точністю механічного оброблення на основі шпindelних ГСО регульованого типу.

У роботі [5] для підвищення точності положення шпindelя запропоновано використання електрогідравлічного приводу регулювання зазором у ГСО, наведені перехідні характеристики приводу, визначені динамічні характеристики шпindelного вузла шліфувального верстата на регульованих ГСО. Однак під час аналізу якості системи керування не враховувалися наявні в ній нелінійності, що знижує точність розрахунку.

У результаті аналізу стану проблеми встановлено, що характеристики якості систем керування положенням шпindelя на регульованих ГСО з урахуванням наявних нелінійностей досліджені недостатньо і потребують подальшого вивчення.

**Мета статті.** Визначення та аналіз характеристик якості систем керування положенням шпindelя на основі гідростатичних опор регульованого типу з урахуванням наявних у системі нелінійностей, розроблення засобів підвищення характеристик якості системи керування.

**Виклад основного матеріалу.** З метою підвищення надійності системи та зменшення часу перехідного процесу регулювання запропонована цифрова система автоматичного керування (САК) на основі програмованого мікроконтролера і крокового двигуна, яка наведена на рис. 1. Суть удосконалення полягає у заміні електрогідравлічного приводу виконавчого механізму САК на кроковий електродвигун (КД) з керуванням від мікропроцесорного пристрою (МК) (рис. 2, а). Аналогові сигнали  $U_1$ ,  $U_2$  з безконтактних вимірювачів після аналогово-цифрового перетворення надходять до системи керування мікропроцесорного пристрою, що за програмою формує сигнали керування силовими ключами інвертора (транзисторного комутатора). Інвертор генерує напруги, які безпосередньо надходять на збудження фаз крокового двигуна.

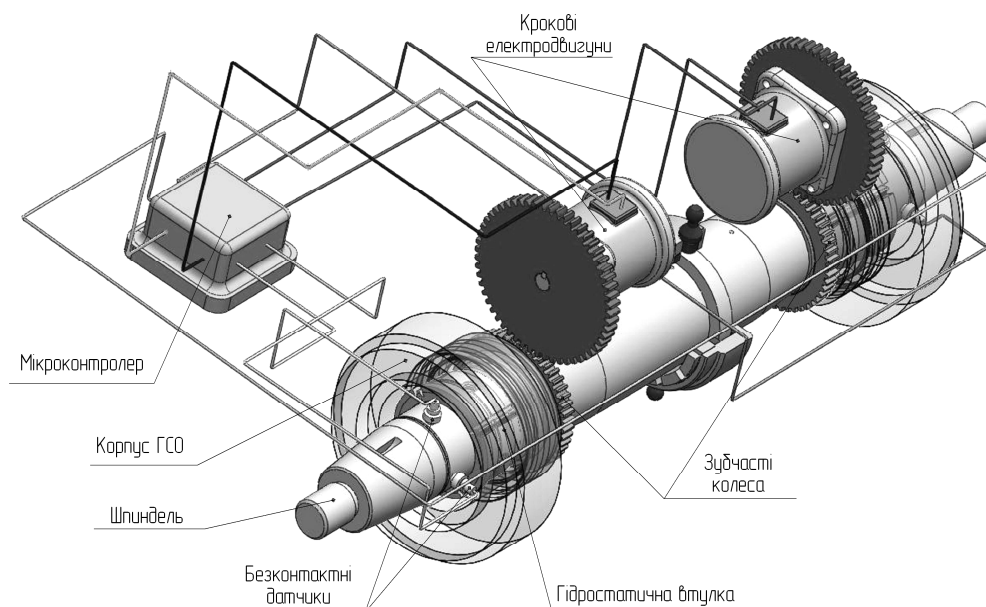


Рис. 1. Принципова схема цифрової САК положенням шпindelя з регулюванням геометричних параметрів ГСО

Кут повороту КД  $\alpha_{КД}$  (рис. 2, а) пропорційний кількості електричних імпульсів  $n_i$ , які надходять до нього від МК за програмою. На валу КД жорстко закріплена шестерня, яка передає обертання зубчастому колесу (рис. 1), що за допомогою різьбового з'єднання розміщується на хвостовій частині пружної гідростатичної втулки. При обертанні зазначеного зубчастого колеса гідростатична втулка набуває осевого переміщення, тим самим змінюючи зазор  $\delta$  в опорних регульованих вузлах шпindelя.

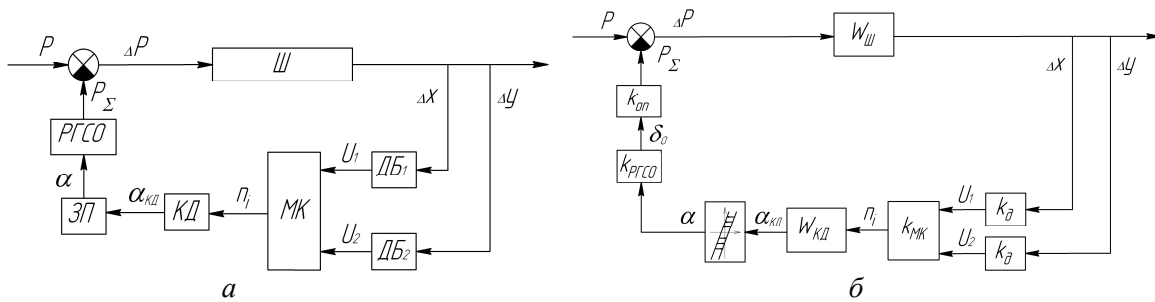


Рис. 2. Функціональна а – та структурна б – схеми цифрової САК положенням шпинделя

Таким чином, мікропроцесорний пристрій з кроковим двигуном безпосередньо за показниками безконтактних вимірювачів (ДБ1, ДБ2) здійснює регулювання величиною радіального зазору  $\delta_0$ .

Можлива також реалізація принципової схеми керування на основі лінійного крокового двигуна на повітряній подушці, що забезпечує високу точність позиціонування при відсутності механічних контактів у системі. Слід також зазначити, що вказані переваги лінійного принципу роботи крокового двигуна фактично нівелюються необхідністю застосування додаткового аеростатичного підвісу з джерелом стисненого повітря.

Надалі обмежимося аналізом САК з кроковим двигуном обертового типу, структурна схема якої наведена на рис. 2, б.

Запропонована САК відноситься до цифрового типу, в якій відбувається квантування сигналів за часом та рівнем. Квантування за часом робить цифрову систему дискретною, а квантування за рівнем – нелінійною. Мікропроцесорний пристрій системи реалізує дискретний релейний закон регулювання за певним алгоритмом. Характерною рисою САК є інерційність гідромеханічної частини системи щодо цифрової. Так, частоти спрацьовування регульованої ГСО знаходяться в межах 0,5...2 Гц, у той же час частоти цифрового оброблення інформації мають порядок у МГц. У цьому випадку, як зазначається у роботі [6], впливом квантування на динаміку САК можна знехтувати. Отже, для дослідження цифрової САК можна застосовувати математичний апарат аналізу неперервних систем.

Математичний опис елементів САК та методика лінеаризації нелінійної частини системи докладно розглянуто у роботі [7]. Надалі зосередимося на особливостях обчислення та аналізу характеристик якості САК.

Для визначення характеристик якості мехатронної САК положенням шпинделя розроблено імітаційну модель системи засобами Simulink (рис. 3). Враховуючи можливість застосування принципу суперпозиції для лінійної частини системи, в імітаційній моделі розглянуто контур зворотного зв'язку за координатою  $x$ .

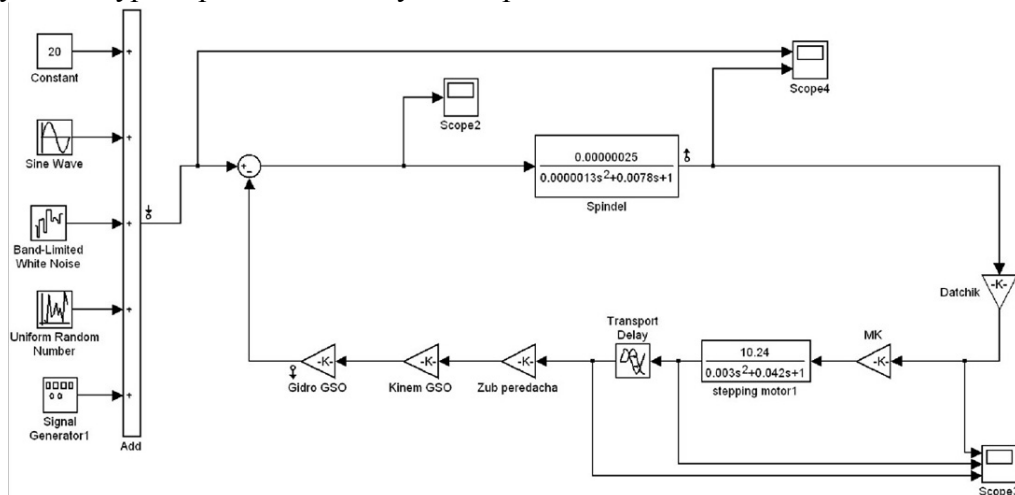


Рис. 3. S-модель цифрової САК положенням шпинделя

Як видно з рис. 2, б, у системі є одна суттєва нелінійність, обумовлена люфтом у зубчастій передачі. Використання для моделювання люфту блока Backlash, що відповідає петлеподібній характеристиці елемента, при лінеаризації системи засобами LTI Viewer пакета Simulink призводить до значних похибок лінеаризації. У робочому циклі регулювання зазору здійснюється у сторону його зменшення. Тому для опису зазору в зубчастому зачепленні запропоновано використання блока Transport Delay, що забезпечує затримку сигналу в часі під час вибирання зазору в зубчастому зачепленні в одному напрямку. Значення параметра time delay (кількість кроків модельного часу) блока Transport Delay розраховано на вибирання зазору  $s=8,9$  кут. хв і становить  $4 \cdot 10^{-4}$  с.

У результаті дослідження системи засобами LTI Viewer отримані: перехідна характеристика (рис. 4, а), годограф амплітудно-фазово-частотної характеристики (АФЧХ) системи у розімкненому стані (рис. 4, б), амплітудно-частотна (АЧХ) і фазово-частотна характеристики (ФЧХ) системи (рис. 4, в).

Як видно з графіка на рис. 4, а, перехідна характеристика САК має яскраво виражений коливальний характер, що пояснюється наявністю в системі двох коливальних ланок другого порядку. Система керування має швидкодію близько 1,09 Гц; перерегулювання – 36 %; затухання за період – 91,3 %. За годографом АФЧХ системи (рис. 4, б) у розімкненому стані встановлено, що система є сталою. Величина смуги пропускання частот  $L_{сч}$  становить близько 1,8 Гц (рис. 4, в), а запас сталості за амплітудою 36,4 дБ (рис. 4, б), що задовольняє вимогам до металорізальних верстатів [8].

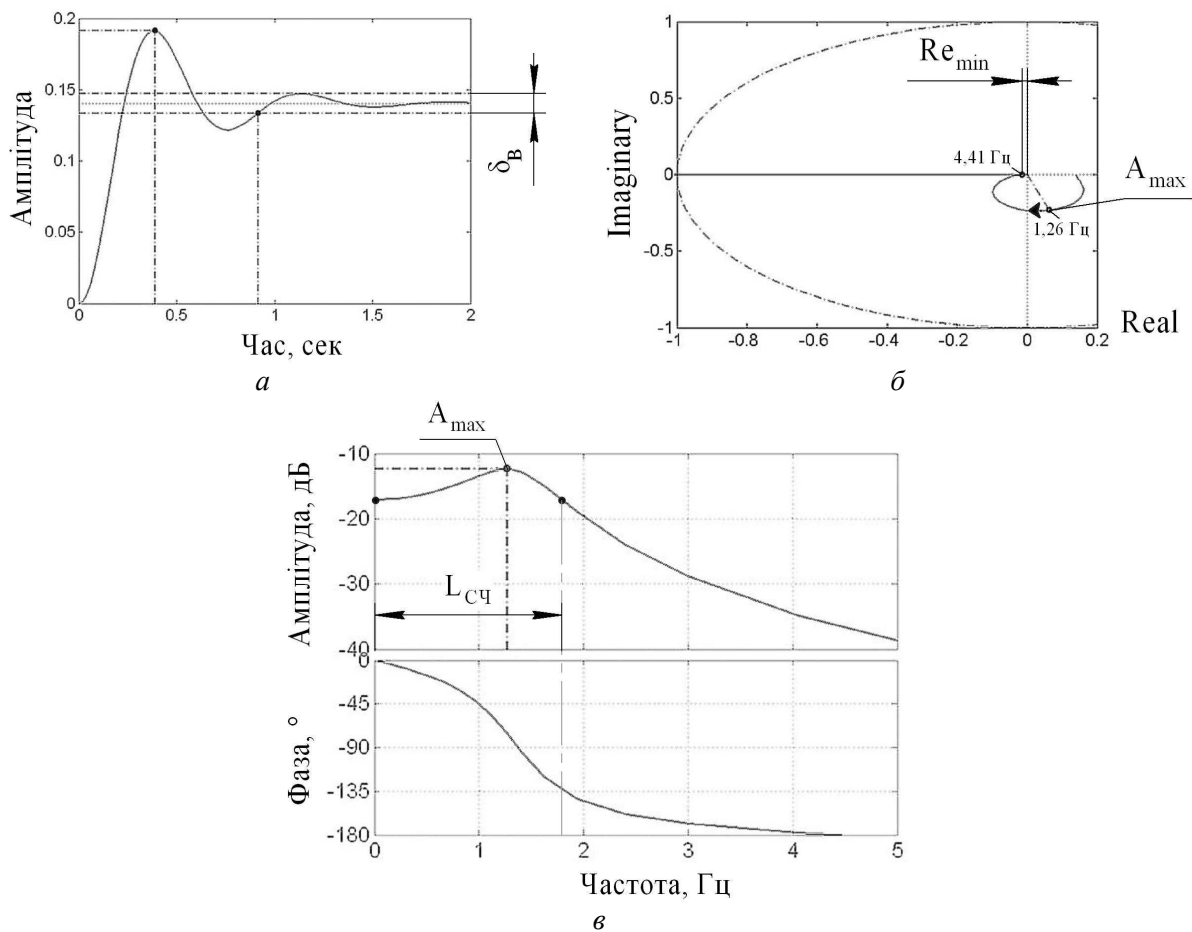


Рис. 4. Якісні характеристики САК положенням шпинделя

Запропонована САК положенням шпинделя з регулюванням геометричними параметрами ГСО має суттєву нелінійність у вигляді люфту, який є наслідком наявності ре-

гламентованого бічного зазору в зубчатій передачі, і значно погіршує динамічні характеристики та точність регулювання.

З метою поліпшення якісних характеристик САК пропонується два способи компенсації люфту в зубчатій передачі, а саме: апаратний та конструктивний.

Сутність апаратного способу полягає у компенсації люфту попередньою корекцією керуючої програми мікроконтролера на основі апріорної інформації про фактичне значення бічного зазору в передачі. Попереднє максимальне значення бічного зазору розраховується за формулою [9]  $\Delta_{zn} = 6,88 \cdot C_n / (m \cdot z_2)$  (кут. хв) з наступним коригуванням за результатами фактичних вимірів. У попередньому виразі позначено:  $C_n$  – максимальний бічний зазор за рекомендаціями [10], мкм;  $m$  – модуль зчеплення, мм;  $z_2$  – число зубців веденого колеса.

Розроблений алгоритм керування виконавчими механізмами приводу – керованими ГСО з компенсацією люфту в зубчастих передачах (рис. 5).

Початковими даними наведеного алгоритму є поточне значення зазору  $\delta_i$  та величина результуючого кута повороту  $\alpha_i$ . Зазначені параметри  $\delta_i$ ,  $\alpha_i$  накопичуються протягом усього періоду роботи САК, а при зупинці системи сумарне значення кута  $\alpha_i$  використовується для повернення крокового двигуна у початкове положення.

Керування відбувається таким чином. Аналогові сигнали (напруги)  $U_1$ ,  $U_2$  з безконтактних вимірювачів ДБ1 і ДБ2 (рис. 2), пропорційні зміщенням шпинделя  $\Delta x_i$ ,  $\Delta y_i$  по координатних осях ОХ і ОУ відповідно, надходять на вхід мікроконтролера, оцифровуються і порівнюються з величиною  $\rho_{max}$  – максимальним значенням радіус-вектора (в полярній системі координат), що визначає положення осі шпинделя, при якому вихідна точність задовільна.

Якщо  $\rho_i \leq \rho_{max}$ , то у корегуванні немає необхідності, сигнали на кроковий двигун не надходять. Поточне значення радіус-вектора  $\rho_i$ , що визначає положення осі шпинделя, визначається за залежністю

$$\rho_i = k_\delta \sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2},$$

де  $k_\delta$  – коефіцієнт підсилення безконтактних вимірювачів переміщень.

Під час виконання умови  $\rho_i \geq \rho_{max}$  результуюче значення  $\delta_i$  порівнюється з мінімально припустимою величиною статичного зазору  $\delta_{min}$ . Якщо  $\delta_i \leq \delta_{min}$ , сигнал на двигун не надходить. В іншому випадку здійснюється дискретне корегування зазору в підшипнику на значення  $\Delta\delta$ , наприклад, 5 мкм. На двигун надходить кількість імпульсів  $n_i$  (рис. 2), необхідна для повороту крокового двигуна на кут  $\alpha_{кд}$ , який, у свою чергу, пропорційний зміні зазору  $\Delta\delta$ :

$$n_i = \alpha_{кд} \cdot N_1, \quad \alpha_{кд} = \frac{180 \cdot D_p \cdot i_n \cdot \Delta\delta}{L_p \cdot R_p \cdot n_p \cdot \text{tg}\beta}, \quad (1)$$

де  $N_1$  – кількість імпульсів, необхідних для повороту вала крокового двигуна на кут  $1^\circ$ ;  $R_p$  – радіус різі на хвостовій частині гідростатичної втулки;  $D_p$  – середній діаметр різі;  $i_n$  – передавальне відношення зубчастої передачі;  $L_p$  – крок різі;  $n_p$  – число заходів різі;  $\beta$  – кут нахилу конічної поверхні гідростатичної втулки.

Значення у знаку дробу формули (1) є геометричними й кінематичними параметрами механічної передачі. Для першої ітерації коригування слід урахувати компенсацію люфту

$$\alpha'_{кд} = \alpha_{кд} + \alpha_L,$$

де  $\alpha_L$  – додатковий кут пороту двигуна для компенсації бічного зазору  $\Delta_{zn}$  у зубчатій передачі.

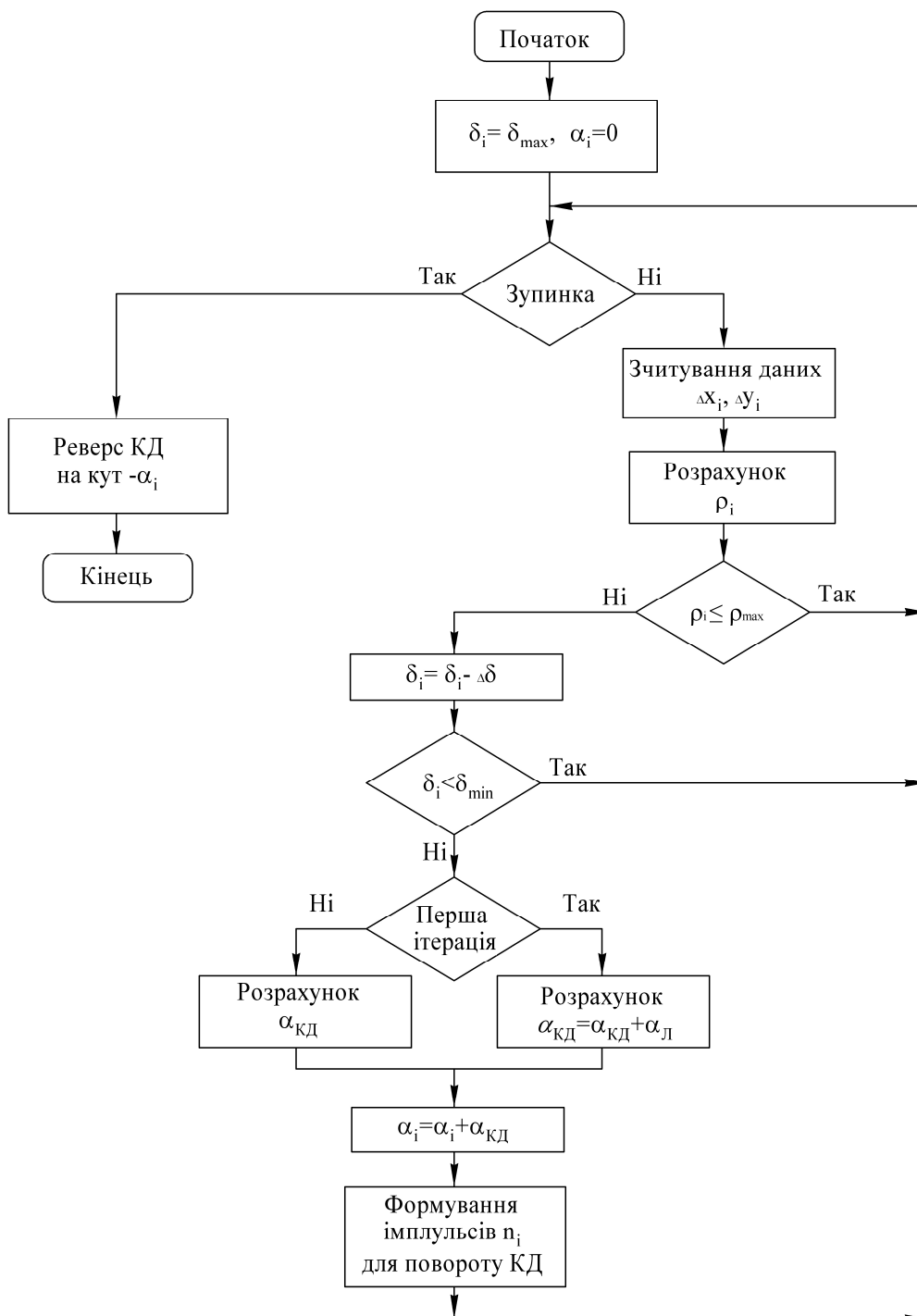


Рис. 5. Алгоритм керування регульованими ГСО шпинделя

Далі цикл коригування по  $\delta_i$  повторюється. При всіх наступних ітераціях величина  $\alpha_{KD}$  постійна й обчислюється за залежністю (1). Після закінчення процесу механічного оброблення, а також за технологічною необхідністю в алгоритмі керування передбачене повернення системи у вихідне положення, що відповідає реверсу зазору від значення  $\delta_i$  до  $\delta_{max}$ . У цьому випадку здійснюється безперервне реверсивне обертання вала крокового двигуна (на відміну від дискретного аверсного) на кут  $\alpha_i$  при  $\Delta\delta = \delta_{max} - \delta_i$  з урахуванням компенсації люфту в зубчастій передачі.

Сутність конструктивного способу компенсації люфту полягає у використанні беззазорних зубчастих передач.

**Висновки.** Показано, що цифрова САК положенням шпинделя на основі програмованого мікроконтролера з кроковим електродвигуном забезпечує високу швидкість (до 1 с) та надійність за рахунок зменшення кінематичних ланцюгів привода порівняно з електрогідравлічною САК.

На основі імітаційного моделювання засобами системи Simulink встановлено, що САК з регулюванням геометричними параметрами опор шпинделя забезпечує підвищення запасу сталості у три рази щодо САК з регулюванням витрат рідини.

Перспективним напрямом подальших досліджень є розроблення адаптивної САК завдяки поєднанню окремих позитивних властивостей САК з регулюванням витратними характеристиками та геометричними параметрами опор. Такий підхід дозволить певним чином компенсувати недоліки окремих САК і підвищити точність обертання шпинделя.

### Список використаних джерел

1. Шатохин С. Н. Теория и методы проектирования адаптивных гидростатических и аэро-статических шпиндельных опор и направляющих металлорежущих станков : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : спец. 05.02.02 «Машиноведение, системы приводов и детали машин» / С. Н. Шатохин. – Красноярск, 2010. – 50 с.
2. Моделювання роботи шпиндельного вузла важкого токарного верстата з адаптивною системою живлення опор / В. Д. Ковальов, О. В. Пономаренко, М. С. Мельник та ін. // Вісник ЖДТУ. – 2009. – № 4 (51). – С. 37-43.
3. Бушуев В. В. Гидростатические опоры с адаптивным управлением / В. В. Бушуев, О. К. Цыпунов // Станки и инструмент. – 1987. – № 1. – С. 12-13.
4. Регульовані гідростатичні підшипники для шпиндельних вузлів / Ю. О. Сахно, Д. Ю. Федориненко, С. В. Бойко та ін. – Ніжин : Аспект-Поліграф, 2009. – 172 с.
5. Бойко С. В. Привод безступінчастого регулювання зазору в гідростатичних опорах для компенсації зміщень шпинделя : дис. ... канд. техн. наук : 05.02.02 / С. В. Бойко. – Чернігів, 2009. – 258 с.
6. Зайцев В. П. Проектирование адаптивных гидростатических подшипников / В. П. Зайцев, С. Н. Шатохин, С. А. Ярошенко // Весник машиностроения. – 1992. – № 6-7. – С. 25-28.
7. Струтинський В. Б. Статистична динаміка шпиндельних вузлів на гідростатичних опорах : монографія / В. Б. Струтинський, Д. Ю. Федориненко. – Ніжин : Аспект-Поліграф, 2011. – 464 с.
8. Петраков Ю. В. Автоматичне управління процесами обробки матеріалів різанням / Ю. В. Петраков. – К. : УкрНДІАТ, 2003. – 383 с.
9. Устройства и элементы систем автоматического регулирования и управления. Техническая кибернетика. Книга 3. Исполнительные устройства и сервомеханизмы / [П. В. Бирюков, А. Г. Боровков и др.] ; под ред. В. В. Солодовникова. – М. : Машиностроение, 1976. – 735 с.
10. Передачи зубчатые цилиндрические мелко модульные. Допуски: ГОСТ 9178-81. – [Действ. от 1982-01-01]. – М. : Издательство стандартов, 1987. – 39 с.